

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 2 年 1 2 月    5 日  
Date of Application:

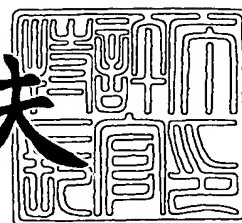
出 願 番 号                      特 願 2 0 0 2 - 3 5 4 2 0 6  
Application Number:  
[ST. 10/C] :                      [ J P 2 0 0 2 - 3 5 4 2 0 6 ]

出      願      人                      トヨタ自動車株式会社  
Applicant(s):

2 0 0 3 年    9 月 1 6 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号    出証特 2 0 0 3 - 3 0 7 6 0 7 2

【書類名】 特許願

【整理番号】 020685JP

【提出日】 平成14年12月 5日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F01L 9/04  
F02D 13/00

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 江崎 修一

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 浅田 俊昭

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 辻 公壽

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 日下 康

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 片岡 顕二

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100099645

【弁理士】

【氏名又は名称】 山本 晃司

【電話番号】 03-5524-2323

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100104765

【弁理士】

【氏名又は名称】 江上 達夫

【電話番号】 03-5524-2323

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100107331

【弁理士】

【氏名又は名称】 中村 聡延

【電話番号】 03-5524-2323

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 131913

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の弁駆動システム

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複数の気筒を有する内燃機関に適用され、各気筒に設けられた吸気用又は排気用の弁を駆動するための内燃機関の弁駆動システムであって、

前記内燃機関の互いに異なる気筒の前記弁をそれぞれ駆動するように設けられた複数の弁駆動装置を有し、各弁駆動装置には、回転運動を発生する駆動源としての電動モータと、前記電動モータの回転運動をカム又はリンクを介して駆動対象の弁の開閉運動に変換し伝達する動力伝達機構と、が設けられていることを特徴とする内燃機関の弁駆動システム。

【請求項 2】 前記弁駆動装置が気筒毎に独立して設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載の弁駆動システム。

【請求項 3】 各気筒の吸気弁及び排気弁に対してそれぞれ独立して前記弁駆動装置が設けられていることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の弁駆動システム。

【請求項 4】 前記動力伝達機構はカムを利用して前記電動モータの回転運動を前記開閉運動に変換することを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 5】 前記カムの位相と、前記弁のリフト量及び作用角の少なくともいずれか一方との相関関係を変化させる弁特性調整機構を前記弁駆動装置がさらに備えていることを特徴とする請求項 4 に記載の弁駆動システム。

【請求項 6】 前記弁側から前記カムに加えられるトルクの変動を抑制するトルク変動抑制機構を前記弁駆動装置がさらに備えていることを特徴とする請求項 4 に記載の弁駆動システム。

【請求項 7】 前記トルク変動抑制機構は、前記電動モータから前記カムへの運動伝達経路に設けられた回転部材に対して前記カムに加えられるトルクの変動を打ち消す方向の反トルクを加えることを特徴とする請求項 6 に記載の弁駆動システム。

【請求項 8】 前記トルク変動抑制機構は、前記回転部材の外周に設けられ

たカム面と、そのカム面と対向配置されたりフタと、前記リフタを前記カム面に押し付けるばね手段とを備えており、前記回転部材の前記カム面の輪郭は、前記カムによる前記弁のリフト量が最大となる位置にて前記リフタとの前記カム面との接触位置が前記回転部材の半径方向中心側に最も後退するように設定されている、ことを特徴とする請求項 7 に記載の弁駆動システム。

【請求項 9】 前記カムの回転軸にはカム支持用の軸受と回転自在に嵌合する軸支持部が設けられ、前記軸支持部の前記軸受に対する接触範囲に生じる摩擦抵抗に影響する因子が前記カムの回転軸の周方向に関して不均一に設定されることにより、前記軸支持部と前記軸受とを前記トルク変動抑制機構として機能させることを特徴とする請求項 6 に記載の弁駆動システム。

【請求項 10】 前記因子として、前記カムの回転軸の軸線方向に関する前記接触範囲の幅が不均一に設定されていることを特徴とする請求項 9 に記載の弁駆動システム。

【請求項 11】 前記摩擦抵抗が大きくなる部分が、前記カムのノーズ部に対して前記カムの回転軸の回転中心を挟んで反対側に設けられていることを特徴とする請求項 10 に記載の弁駆動システム。

【請求項 12】 前記カムの回転軸には、前記カムによってもたらされる当該回転軸の回転中心に関する回転質量のアンバランスを相殺するバランス調整手段が設けられていることを特徴とする請求項 4 に記載の弁駆動システム。

【請求項 13】 前記バランス調整手段として、前記カムの回転軸には、前記回転中心よりも前記カムのノーズ部側に偏った位置に当該回転軸の質量を減少させる削除部が設けられていることを特徴とする請求項 12 に記載の弁駆動システム。

【請求項 14】 前記削除部として、前記カムの回転軸の前記回転中心よりも前記ノーズ部側に偏心した穴部が形成され、該穴部が前記カムに対する給油穴として利用されていることを特徴とする請求項 13 に記載の弁駆動システム。

【請求項 15】 前記カムの輪郭が全周に亘って凸曲面にて構成されていることを特徴とする請求項 4 ～ 14 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 16】 前記カムの回転軸に永久磁石又は電磁コイルのいずれか一

方が設けられ、前記回転軸の周囲に前記永久磁石又は電磁コイルのいずれか他方が設けられることにより、前記カムの回転軸が前記電動モータの回転軸として利用されていることを特徴とする請求項 4 ～ 1 5 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 1 7】 前記動力伝達機構はリンクを利用して前記電動モータの回転運動を前記開閉運動に変換することを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 1 8】 前記動力伝達機構は、前記電動モータによって回転駆動される回転部材と、前記回転部材の回転中心から偏心した位置にて前記回転部材と回転自在に連結されるとともに、前記弁にも回転自在に連結されたリンク部とを備えたことを特徴とする請求項 1 7 に記載の弁駆動システム。

【請求項 1 9】 前記リンク部は、前記回転部材に回転自在に連結される第 1 リンクと、前記第 1 リンクに対して所定の制限範囲内でスライド可能に連結されるとともに、前記弁と回転自在に連結された第 2 リンクと、を備えたことを特徴とする請求項 1 8 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 0】 前記動力伝達機構は、前記電動モータによって回転駆動される回転部材と、前記回転部材の回転中心から偏心した位置にて前記回転部材と回転自在に連結された第 1 リンクと、前記第 1 リンク及び前記弁とそれぞれ回転自在に連結された第 2 リンクと、前記第 1 リンクと前記第 2 リンクとの連結点の位置を変化させる位置調整手段と、を備えたことを特徴とする請求項 1 7 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 1】 前記複数の弁駆動装置のうち、いずれか一つの弁駆動装置の電動モータが空気圧調整用のポンプの駆動源として利用されていることを特徴とする請求項 1 ～ 2 0 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 2】 前記気筒の並び方向に関して最も外側に配置された気筒の弁を駆動する電動モータが前記空気圧調整用のポンプの駆動源として利用されていることを特徴とする請求項 2 1 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 3】 前記ポンプが、車両のブレーキブースタ用の負圧を生成する手段として設けられたものであることを特徴とする請求項 2 1 又は 2 2 に記載

の弁駆動システム。

【請求項 2 4】 前記内燃機関のヘッドカバーの上面側の外部に前記電動モータの少なくとも一部が露出していることを特徴とする請求項 1 ～ 1 5、1 7 ～ 2 3 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 5】 前記電動モータが前記内燃機関のヘッドカバーの外部に取り出されて前記ヘッドカバーの上面に配置されていることを特徴とする請求項 2 4 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 6】 前記内燃機関は、前記複数の気筒の並び方向を車両の左右方向に一致させ、かつクランク室側よりもシリンダヘッド側が車両の前方に変位するように前傾させた状態で前記車両に搭載されていることを特徴とする請求項 2 4 又は 2 5 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 7】 前記電動モータを冷却する冷却手段を備えたことを特徴とする請求項 1 ～ 2 6 のいずれか 1 項に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 8】 前記電動モータの周囲に冷却水通路が設けられ、その冷却水通路が、前記内燃機関における冷却水の循環経路の一部に含まれることにより前記冷却手段が構成されていることを特徴とする請求項 2 7 に記載の弁駆動システム。

【請求項 2 9】 前記冷却水の放熱用のラジエータの冷却水出口と前記内燃機関の冷却水入口との間に、前記電動モータの周囲の前記冷却水通路が配置されていることを特徴とする請求項 2 8 に記載の弁駆動システム。

【請求項 3 0】 前記冷却手段として、前記電動モータの回転軸上にファンが設けられていることを特徴とする請求項 2 7 に記載の弁駆動システム。

【請求項 3 1】 内燃機関のヘッドカバーの上方に前記電動モータのコネクタ部が露出し、各コネクタ部に接続されるべき個別端子部と、所定のモータ制御回路と接続されるべき集合端子部と、これらの端子部を結ぶ電氣的配線とが共通の基板上に形成された配線部材が各個別端子部を前記コネクタ部と電氣的に接続させるようにして前記ヘッドカバー上に設けられていることを特徴とする請求項 2 4 又は 2 5 に記載の弁駆動システム。

【発明の詳細な説明】

**【 0 0 0 1 】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、内燃機関の吸気弁又は排気弁を駆動する弁駆動システムに関する。

**【 0 0 0 2 】****【従来の技術】**

一般の内燃機関の吸気弁及び排気弁は、内燃機関のクランク軸から取り出された動力によって開閉駆動されている。しかし、近年では電動モータによって吸気弁や排気弁を駆動することが試みられている。例えば特許文献 1 には、カム軸をモータで駆動して吸気弁を開閉させる弁駆動装置が開示されている。また、E G R 用の弁を対象としたものであるが、バルブステムに設けたねじ機構を利用してモータの回転を弁の直線的な開閉運動に変換する弁駆動装置も知られている（特許文献 2 参照）。

**【 0 0 0 3 】****【特許文献 1】**

特開平 8 - 1 7 7 5 3 6 号公報

**【特許文献 2】**

特開平 1 0 - 7 3 1 7 8 号公報

**【 0 0 0 4 】****【発明が解決しようとする課題】**

モータの回転をねじ機構によって弁の開閉運動に変換する装置は、弁を開閉させるために必要なモータの回転量が大きくて効率が悪いため、弁を高速かつ周期的に動作させる必要がある吸気弁や排気弁の駆動装置としては不向きである。

**【 0 0 0 5 】**

一方、カム軸をモータで回転させる場合には吸気弁や排気弁を効率よく駆動することができる。しかし、車両の動力源として一般に使用される多気筒の内燃機関では、一列に並んだ複数の気筒間でカム軸が共用されている。このような共用されたカム軸をモータで駆動するだけでは、カム軸の動作の変化がそのカム軸によって駆動されるすべての吸気弁や排気弁の動作特性に影響する。従って、モータを制御することによって得られる動作特性の自由度はそれほど高くない。



## 【0 0 0 6】

そこで、本発明は、複数の気筒を有する内燃機関の吸気弁又は排気弁をモータにて効率よく開閉させることができ、かつ、各弁の動作特性に関する自由度を従来よりも高めることができる内燃機関の弁駆動システムを提供することを目的とする。

## 【0 0 0 7】

## 【課題を解決するための手段】

本発明の内燃機関の弁駆動システムは、複数の気筒を有する内燃機関に適用され、各気筒に設けられた吸気用又は排気用の弁を駆動するための内燃機関の弁駆動システムであって、前記内燃機関の互いに異なる気筒の前記弁をそれぞれ駆動するように設けられた複数の弁駆動装置を有し、各弁駆動装置には、回転運動を発生する駆動源としての電動モータと、前記電動モータの回転運動をカム又はリンクを介して駆動対象の弁の開閉運動に変換し伝達する動力伝達機構と、が設けられることにより、上述した課題を解決する（請求項 1）。

## 【0 0 0 8】

この発明によれば、複数の気筒の吸気弁又は排気弁を、複数の弁駆動装置によってそれぞれ互いに独立して開閉駆動することができる。従って、気筒毎の弁の動作特性に関する自由度が高くなる。また、モータの回転運動をカム又はリンクを利用して吸気弁や排気弁の開閉運動に変換するので、ねじ機構を利用する場合と比較してモータの回転量に対する弁の運動量の割合を大きく取ることができる。つまり、ねじ機構による場合にはねじを最低でも数回転以上させないと弁を十分に開閉させることができないが、カム又はリンクを利用した場合にはモータの一回転によって運動の一周期が完結するので、モータを最大でも一回転させるだけで吸気弁や排気弁に所定の開閉動作を与えることができる。従って、吸気弁又は排気弁を効率よく駆動することができる。

## 【0 0 0 9】

本発明の弁駆動システムにおいては、前記弁駆動装置が気筒毎に独立して設けられてもよい（請求項 2）。このように気筒毎に弁駆動装置を設けたならば、各気筒の吸気弁又は排気弁の動作特性を他の気筒の吸気弁又は排気弁の影響を受け

ることなく独立して自由に設定することができる。従って、気筒毎に最適な動作特性を吸気弁又は排気弁に与えることができる。さらに、各気筒の吸気弁及び排気弁に対してそれぞれ独立して前記弁駆動装置が設けられている場合（請求項3）には、各気筒の吸気弁及び排気弁の動作特性を互いに独立して設定することが可能となり、吸気弁及び排気弁のそれぞれに最適な動作特性を与えることができる。

#### 【0010】

但し、本発明の弁駆動システムにおいては、複数の弁駆動装置のそれぞれが互いに異なる気筒の吸気弁又は排気弁を駆動すればよく、一部又は全部の弁駆動装置が二以上の気筒の吸気弁又は排気弁を駆動する場合も本発明の範囲に含まれる。特に、吸気弁の開いている期間、又は排気弁の開いている期間が重ならない気筒間であれば、それらの気筒の吸気弁又は排気弁を共通の電動モータにて駆動したとしても、各気筒の吸気弁又は排気弁の動作特性を共通の電動モータにて駆動される吸気弁又は排気弁の動作に影響されることなく変化させることができる。

#### 【0011】

前記動力伝達機構がカムを利用して前記電動モータの回転運動を前記開閉運動に変換する場合（請求項4）、本発明の弁駆動システムはさらに以下の態様を含むことができる。

#### 【0012】

弁駆動装置は、前記カムの位相と、前記弁のリフト量及び作用角の少なくともいずれか一方との相関関係を変化させる弁特性調整機構をさらに備えてもよい（請求項5）。この場合には、弁特性調整機構によるリフト量又は作用角の調整と、モータの制御との協調によって弁の動作特性をさらに柔軟に変化させることができる。例えば、弁特性調整機構によりリフト量及び作用角を変化させた上で、作用角の変化を相殺するように電動モータによるカムの駆動速度を制御すれば、リフト量のみの変化を実現することができる。

#### 【0013】

弁駆動装置は、前記弁側から前記カムに加えられるトルクの変動を抑制するトルク変動抑制機構をさらに備えてもよい（請求項6）。一般に、カムは吸気弁又

は排気弁を閉じる方向に付勢する弁スプリングの反力によってトルクを受けており、そのトルクの大きさ及び方向はカムの位相に応じて変動する。しかし、従来のように多気筒のカムを共通のカム軸で駆動する場合には、気筒毎にカムの周方向の位置がずれているので、いずれかの気筒のカムを介して作用するトルクが、他の気筒のカムを介して作用するトルクによって打ち消され、カム軸に作用するトルクの変動は全体としては抑制される。これに対して、弁駆動装置が互いに異なる気筒の吸気弁又は排気弁を互いに独立して駆動する構成の場合には、カムの回転軸も弁駆動装置毎に分断されるから、向きが異なる複数のカム間におけるトルクの打ち消し効果が期待できない。このような場合に、弁駆動装置毎のトルク変動抑制機構を設けたならば、カムに加えられるトルクの変動を弁駆動装置毎に抑制し、各弁駆動装置の電動モータに要求される出力を軽減することができる。

#### 【 0 0 1 4 】

前記トルク変動抑制機構は、前記電動モータから前記カムへの運動伝達経路に設けられた回転部材に対して前記カムに加えられるトルクの変動を打ち消す方向の反トルクを加えるようにしてもよい（請求項 7）。このように反トルクを負荷すれば、カムから加えられるトルクの変動を抑えることができる。

#### 【 0 0 1 5 】

さらに、前記トルク変動抑制機構は、前記回転部材の外周に設けられたカム面と、そのカム面と対向配置されたリフタと、前記リフタを前記カム面に押し付けるばね手段とを備えており、前記回転部材の前記カム面の輪郭は、前記カムによる前記弁のリフト量が最大となる位置にて前記リフタとの前記カム面との接触位置が前記回転部材の半径方向中心側に最も後退するように設定されていてもよい（請求項 8）。

#### 【 0 0 1 6 】

吸気弁又は排気弁の弁スプリングからカムに加えられるトルクは、カムによって弁が開かれる過程ではカムを戻す方向に作用し、弁のリフト量が最大となる位置、つまりカムのノーズ部がカムに対する従動節（ロッカーアームや弁そのもの）と接する位置でトルクが一旦失われ、その位置からカムが進んで弁が閉じられる過程でカムを進める方向にトルクが作用する。これに対して、上述した回転部

材のカム面とリフタとは、リフト量が最大となる位置でカム面とリフタとの接触位置が半径方向中心側に最も後退するように関係付けられているので、前記のばね手段からリフタを介して回転部材に負荷されるトルクは、弁が開く過程でカムを進める方向に作用し、弁が閉じる方向でカムを戻す方向に作用する。従って、リフタを介して回転部材に加えられるトルクは、カムに加えられるトルクを打ち消す方向の反トルクとして作用する。なお、カムの高回転時には弁側から加えられるトルクの変動が小さくなる。その一方、回転部材によってリフタが半径方向外側に押し出される力は回転部材の回転速度が増加するほど大きくなり、リフタが回転部材を押す力は回転速度が増加するほど小さくなるから、高回転時において回転部材に加えられる反トルクも減少する。これにより、リフタ側から回転部材への過剰なトルクの負荷が防がれる。また、リフタが回転部材を押す力の減少により、回転部材とリフタとの間に働く摩擦力が減少するから、高回転時の摩擦損失を抑えて燃費悪化を防ぐことができる。

#### 【0017】

前記カムの回転軸にはカム支持用の軸受と回転自在に嵌合する軸支持部が設けられ、前記軸支持部の前記軸受に対する接触範囲に生じる摩擦抵抗に影響する因子が前記カムの回転軸の周方向に関して不均一に設定されることにより、前記軸支持部と前記軸受とを前記トルク変動抑制機構として機能させてもよい（請求項9）。このようにカムの回転軸とカム支持用の軸受との間に作用する摩擦抵抗を周方向に関して不均一に設定すれば、カムに加えられるトルクが大きくなる部分では摩擦抵抗を減少させ、カムに加えられるトルクが小さくなる部分では摩擦抵抗を増加させるようにして、電動モータがカムの回転軸を駆動するために必要なトルクの変動を抑えることができる。

#### 【0018】

摩擦抵抗に影響する因子には種々のものが含まれるが、その典型例としては接触範囲の幅を挙げることができる。すなわち、前記カムの回転軸の軸線方向に関する前記接触範囲の幅を不均一に設定すること（請求項10）により、摩擦抵抗に影響する因子を不均一に設定することができる。接触範囲の幅が大きくなれば摩擦抵抗が増加し、接触範囲の幅が小さくなれば摩擦抵抗が減少する。その他に

も、軸支持部の接触範囲の摩擦係数を変える等、種々の手段によって摩擦抵抗を調整することができる。

#### 【 0 0 1 9 】

前記摩擦抵抗が大きくなる部分は、前記カムのノーズ部に対して前記カムの回転軸の回転中心を挟んで反対側に設けられるとよい（請求項 1 1）。前記のように、ノーズ部がカムに対する従動節との接触位置を通過する際にはカムに加えられるトルクが一旦失われる。換言すれば、カムによる弁のリフト量が最大となる位置でカムに加わるトルクは一旦失われる。従って、最大リフト量が与えられる位置の前後においてカムに加わるトルクは比較的大きく変動する。一方、カムのノーズ部が従動節に接する位置の前後では、弁側からノーズ部に加わる反力により、カムの回転軸はカムのノーズ部に対して回転中心を挟んで反対側に押される。従って、カムのノーズ部に対する反対側に摩擦抵抗が大きくなる部分を設けておけば、弁のリフト量が最大となる位置の付近において、カムの回転軸の摩擦抵抗が大きくなる部分が軸受と接してカムの回転軸に作用する摩擦抵抗が増加する。このような摩擦抵抗の増加によりカムに加わるトルクの変動が抑制される。

#### 【 0 0 2 0 】

前記カムの回転軸には、前記カムによってもたらされる当該回転軸の回転中心に関する回転質量のアンバランスを相殺するバランス調整手段が設けられてもよい（請求項 1 2）。一般に、カムはその回転軸と同軸のベース円の一部を膨らませてノーズ部を形成した形状を有しており、カムの回転軸の回転中心に関する回転質量のバランスはカムのノーズ部の存在によって崩される。しかし、多気筒間で共用されるカム軸であれば、気筒毎にカムが異なる方向を向いているのでカム毎の回転質量のアンバランスが互いに相殺され、全体としてはカム軸の回転質量が回転中心の回りにほどよく釣り合うようになる。これに対して、本発明の弁駆動システムではカムの回転軸が分断されているので、互いに向きが異なる複数のカムの相互作用による回転質量のアンバランスの相殺は期待できない。こうした場合に、弁駆動装置毎にバランス調整手段を設けたならば、カムの回転軸毎にその回転中心に関する回転質量の釣り合いを改善して電動モータに要求される出力を軽減することができる。なお、カムによってもたらされる回転質量のアンバラ

ンスとは、カムのノーズ部への質量の偏りに伴って生じる回転質量のアンバランスを意味する。また、アンバランスの「相殺」は、カムによってもたらされる回転質量のアンバランスを低減すること、及びアンバランスを完全に解消することのいずれの概念も含む。

#### 【 0 0 2 1 】

前記バランス調整手段として、前記カムの回転軸には、前記回転中心よりも前記カムのノーズ部側に偏った位置に当該回転軸の質量を減少させる削除部が設けられてもよい（請求項 1 3）。回転質量のアンバランスの解消を図ってカムの回転軸に更なるウェイトを追加したならば、回転質量は釣り合っても、カムの回転軸の慣性モーメントが増加し、結果として電動モータに要求されるトルクが増加する。これに対して、削除部を設けた場合には、慣性モーメントを増加させることなく回転質量のアンバランスを減少又は解消させることができる。なお、「削除部」は穴部、溝部、凹部、切欠部等として構成することができる。

#### 【 0 0 2 2 】

前記削除部として、前記カムの回転軸の前記回転中心よりも前記ノーズ部側に偏心した穴部が形成され、該穴部が前記カムに対する給油穴として利用されてもよい（請求項 1 4）。これにより給油穴をバランス調整手段として活用することができる。

#### 【 0 0 2 3 】

なお、カムの輪郭は要求されるカムの動作特性に応じて適宜に設定してよい。しかし、本発明の弁駆動システムでは、各弁駆動装置の電動モータの制御によって様々な動作特性を与えることができるので、カムの輪郭はその全周に亘って凸曲面にて構成されたものとするのが好適である（請求項 1 5）。カムの輪郭に部分的に凹曲面、すなわち負の曲率を有する部分が存在すると、その部分を研磨するために半径の小さい砥石を使用する必要が生じ、カムの大量生産への適応性が損なわれるからである。

#### 【 0 0 2 4 】

前記カムの回転軸に永久磁石又は電磁コイルのいずれか一方が設けられ、前記回転軸の周囲に前記永久磁石又は電磁コイルのいずれか他方が設けられることに

より、前記カムの回転軸が前記電動モータの回転軸として利用されてもよい（請求項 1 6）。この場合には、電動モータの回転軸（出力軸）からカムの回転軸への回転伝達用のギア列等が不要となる。従って、弁駆動装置の高さを抑えることができる。

#### 【 0 0 2 5 】

次に、前記動力伝達機構がリンクを利用して前記電動モータの回転運動を前記開閉運動に変換する場合（請求項 1 7）、本発明の弁駆動システムはさらに以下の態様を含むことができる。

#### 【 0 0 2 6 】

前記動力伝達機構は、前記電動モータによって回転駆動される回転部材と、前記回転部材の回転中心から偏心した位置にて前記回転部材と回転自在に連結されるとともに、前記弁にも回転自在に連結されたリンク部とを備えてもよい（請求項 1 8）。この場合には、回転部材の回転運動をリンク部によって弁の直線的な開閉運動へと変換することができる。電動モータを一回転未満の範囲で交互に正転及び逆転させた場合には、その正逆転を行う回転角の増減によって弁のリフト量を変化させることができる。

#### 【 0 0 2 7 】

さらに、前記リンク部は、前記回転部材に回転自在に連結される第 1 リンクと、前記第 1 リンクに対して所定の制限範囲内でスライド可能に連結されるとともに、前記弁と回転自在に連結された第 2 リンクとを備えてもよい（請求項 1 9）。この場合には、回転部材と第 1 リンクとの連結点が弁側に接近する方向に回転する過程では第 1 リンクと第 2 リンクとが互いに突き当たった状態（つまり、リンク部としての全長が最も短くなっている状態）で一体的に動作して、回転部材の回転運動が弁の開く動作に変換される。他方、回転部材と第 1 リンクとの連結点が弁から遠ざかる方向に回転する場合にはその回転の途中で弁が閉じ、さらに回転部材と第 1 リンクとの連結点が弁から遠ざかれば、第 1 リンクに対して第 2 リンクが伸びて弁が閉じたまま回転部材が回転する。このため、電動モータが回転しても弁は動作しない不感帯とでも呼ぶべき領域が生じる。このような不感帯の領域を設けることにより、リンクと回転部材や弁との連結点における滑り速度

が上昇し、それらの滑り部分の油膜形成が促進されて摩擦や摩耗が軽減される。このため、電動モータが発生すべきトルクが減少し、電動モータの速度制御も容易となる。

#### 【 0 0 2 8 】

また、前記動力伝達機構は、前記電動モータによって回転駆動される回転部材と、前記回転部材の回転中心から偏心した位置にて前記回転部材と回転自在に連結された第 1 リンクと、前記第 1 リンク及び前記弁とそれぞれ回転自在に連結された第 2 リンクと、前記第 1 リンクと前記第 2 リンクとの連結点の位置を変化させる位置調整手段と、を備えてもよい（請求項 2 0）。この場合には、回転部材の回転運動が第 1 リンクを介して第 2 リンクに伝えられ、第 2 リンクが第 1 リンクとの連結点の回りに揺動する。この第 2 リンクの揺動運動が弁に対して直線的な開閉運動として変換され伝達される。そして、第 1 リンクと第 2 リンクとの連結点の位置を変化させることにより、回転部材と第 1 リンクとの連結点から第 2 リンクと弁との連結点までの距離を変化させ、それにより弁のリフト量を変化させることができる。

#### 【 0 0 2 9 】

さらに、本発明の弁駆動システムは、動力伝達機構がカム又はリンクのいずれを利用するかに拘わりなく、次の態様を含むことができる。

#### 【 0 0 3 0 】

すなわち、本発明の弁駆動システムは、前記複数の弁駆動装置のうち、いずれか一つの弁駆動装置の電動モータが空気圧調整用のポンプの駆動源として利用されてもよい（請求項 2 1）。この場合には弁駆動装置の電動モータが特定箇所の空気圧調整用の駆動源として兼用されるので、部品点数の削減を図ることができる。

#### 【 0 0 3 1 】

前記ポンプの駆動源として利用される電動モータは、複数の弁駆動装置の中から適宜に選択してよい。好適な一例においては、前記気筒の並び方向に関して最も外側に配置された気筒の弁を駆動する電動モータが前記空気圧調整用のポンプの駆動源として利用される（請求項 2 2）。そのような電動モータのさらに外側



は別の電動モータが配置されないオープンスペースとなるため、他の気筒に対応した電動モータよりもポンプの設置やポンプへ回転運動を取り出すための機構の設置が比較的容易に行える。また、減速時等に一部の気筒で燃焼を停止させる減筒運転を実施する内燃機関においては、そのような減筒の対象（つまり、燃焼停止の対象）となる気筒以外の気筒の吸気弁又は排気弁を駆動する電動モータをポンプの駆動源として利用することが望ましい。減筒運転時にもポンプを作動させて所望の空気圧を得ることができるからである。

### 【 0 0 3 2 】

空気圧調整用のポンプは様々な目的で使用されてよい。好適な一例では、前記ポンプが、車両のブレーキブースタ用の負圧を生成する手段として設けられる（請求項 2 3）。この場合には、吸気弁又は排気弁を駆動するための電動モータにより、ブレーキブースタに適切な負圧を作用させることができる。従って、内燃機関の吸気系において十分な負圧が得られない場合、例えば成層燃焼を実現してスロットルバルブの開度を大きく設定する筒内噴射式、又は希薄混合気燃焼方式の内燃機関の場合や、スロットルバルブに代えて吸気弁の開口面積（リフト量と作用角の積）によって吸入空気量を大きく制御する内燃機関においては、吸気弁又は排気弁を駆動する電動モータによって負圧生成用のポンプを駆動することの実用的価値は大きい。

### 【 0 0 3 3 】

また、内燃機関の燃焼エネルギーを利用して始動を行う場合、例えば、内燃機関の停止状態にて膨張行程にある特定の気筒で燃焼を生じさせ、その燃焼で得られるエネルギーを利用して内燃機関を始動させる場合には、その特定の気筒へ空気を充填するためのポンプを本発明の弁駆動装置の電動モータにて駆動してもよい。この場合、ポンプから気筒へ空気を送り込んでもよいし、ポンプにて送られる空気をタンク内に一旦蓄え、始動時にそのタンクから特定の気筒へ空気を送るようにしてもよい。さらに、ブレーキブースタのように負圧が必要な箇所をポンプの吸い込み側と接続し、そのポンプの吐出側をタンクと接続して圧力を蓄え、その蓄えた圧力を始動時の特定の気筒への空気の充填等に使用するようにしてもよい。このような態様では、ポンプが負圧の生成手段及び空気圧を蓄えるための手

段として兼用される。

#### 【0034】

本発明の弁駆動システムにおいては、前記内燃機関のヘッドカバーの上面側の外部に前記電動モータの少なくとも一部が露出してもよい（請求項24）。このようにすれば、電動モータをヘッドカバー外の空気と触れさせて電動モータからの放熱を促進することができる。そして、電動モータの使用温度域を下げて高温時の出力低下を回避し、定格出力がより小さい電動モータを使用することが可能となる。

#### 【0035】

内燃機関のヘッドカバーは、動力伝達機構のカムやリンクの機構部分を収容するスペースを覆って、それらの機構部分から供給される潤滑油の飛散を防ぐカバーとして機能する。それゆえに、電動モータの電氣的なコネクタ部のように、高温や油が飛散するような劣悪な環境への適応性が低い部分はヘッドカバー内に配置すべきでない。そのような部分をヘッドカバー外に露出させたならば、電動モータが設置された環境に起因して電動モータに不具合が発生する頻度を低下させ、それにより本発明の弁駆動システムの信頼性を高めることができる。

#### 【0036】

また、本発明の弁駆動システムにおいては、前記電動モータが前記内燃機関のヘッドカバーの外部に取り出されて前記ヘッドカバーの上面に配置されてもよい（請求項25）。これにより、電動モータがヘッドカバーの内部から隔離され、電動モータをヘッドカバー内の高温や油の雰囲気から最大限に保護することができる。また、電動モータの放熱効果も高まる。

#### 【0037】

さらに、電動モータの少なくとも一部をヘッドカバーの外部に露出させた場合において、前記内燃機関は、前記複数の気筒の並び方向を車両の左右方向に一致させ、かつクランク室側よりもシリンダヘッド側が車両の前方に変位するように前傾させた状態で前記車両に搭載されてもよい（請求項26）。このように内燃機関を搭載すれば、車両の前進時において内燃機関の周囲に流れ込む空気をヘッドカバー外への電動モータの露出部分に積極的に当てて電動モータの冷却効率を

高めることができる。

#### 【0 0 3 8】

本発明の弁駆動システムにおいては、前記電動モータを冷却する冷却手段を備えるようにしてもよい（請求項 2 7）。電動モータを積極的に冷却することにより、電動モータの出力低下が生じる使用温度域の上昇を回避し、より小型の電動モータでも吸気弁又は排気弁を駆動するために十分な出力を発生することができる。

#### 【0 0 3 9】

冷却手段は種々の形態で構成してよい。その一例として、前記電動モータの周囲に冷却水通路が設けられ、その冷却水通路が、前記内燃機関における冷却水の循環経路の一部に含まれることにより前記冷却手段が構成されてもよい（請求項 2 8）。このような冷却手段によれば、内燃機関の冷却水を利用して電動モータを強制的に冷却できるから、周囲の空気との熱交換と比較して電動モータを効率よく冷却できる。特に、前記冷却水の放熱用のラジエータの冷却水出口と前記内燃機関の冷却水入口との間に、前記電動モータの周囲の前記冷却水通路が配置された場合（請求項 2 9）には、内燃機関との間で熱効果を行う前の温度が最も低い領域の冷却水が電動モータの周囲に導かれる。このため、冷却水による電動モータの冷却効果を最大限に高めることができる。

#### 【0 0 4 0】

また、前記冷却手段として、前記電動モータの回転軸上にファンが設けられてもよい（請求項 3 0）。この場合には、電動モータ自身の出力を利用して電動モータの周囲に空気の流れを形成し、それにより電動モータの冷却効率を高めることができる。

#### 【0 0 4 1】

さらに、ヘッドカバー外に電動モータの少なくとも一部を露出させる場合には、さらに内燃機関のヘッドカバーの上方に前記電動モータのコネクタ部を露出させ、各コネクタ部に接続されるべき個別端子部と、所定のモータ制御回路と接続されるべき集合端子部と、これらの端子部を結ぶ電氣的配線とが共通の基板上に形成された配線部材を各個別端子部が前記コネクタ部と電氣的に接続されるよう

にして前記ヘッドカバー上に設けられてもよい（請求項 3 1）。このような構成によれば、配線部材をヘッドカバー上に前記の通りに取り付けるだけで集合端子部から各電動モータのコネクタ部への電氣的配線を済ませることができる。配線部材もヘッドカバー上に露出するので、各電動モータへの配線経路がヘッドカバー内の高温に晒されず、電流の熱損失が防がれて電動モータの実出力が向上する。

#### 【 0 0 4 2 】

なお、以上に説明した、カムを利用する場合の好適な態様（請求項 5 ～ 1 6）は、内燃機関の吸気用又は排気用の弁を駆動するための内燃機関の弁駆動装置であって、回転運動を発生する駆動源としての電動モータと、前記電動モータの回転運動をカムを介して駆動対象の弁の開閉運動に変換し伝達する動力伝達機構とが設けられた内燃機関の弁駆動装置の発明における好適な態様として把握されてもよい。また、リンクを利用する場合の好適な態様（請求項 1 8 ～ 2 0）は、内燃機関の吸気用又は排気用の弁を駆動するための内燃機関の弁駆動装置であって、回転運動を発生する駆動源としての電動モータと、前記電動モータの回転運動をカムを介して駆動対象の弁の開閉運動に変換し伝達する動力伝達機構とが設けられた内燃機関の弁駆動装置の発明における好適な態様として把握されてもよい。そして、これらの弁駆動装置に関する発明には、さらに請求項 2 1 ～ 2 9 の技術的特徴が付加されてもよい。

#### 【 0 0 4 3 】

##### 【発明の実施の形態】

##### 〔第 1 の実施形態〕

図 1 は、本発明の第 1 の実施形態に係る弁駆動システムが組み込まれた内燃機関 1 を示している。内燃機関 1 は、複数（図では 4 つ）のシリンダ（気筒） 2 … 2 が一方向に並べられ、各シリンダ 2 にピストン 3 が上下動自在に装着された多気筒直列式ガソリンエンジンとして構成されている。各シリンダ 2 の上方には 2 本の吸気弁 4 及び 2 本の排気弁 5 がそれぞれ設けられており、これらの吸気弁 4 及び排気弁 5 がピストン 3 の上下動に連動して弁駆動システム 1 0 にて開閉駆動されることにより、シリンダ 2 への吸気及びシリンダ 2 からの排気が行われる。

## 【 0 0 4 4 】

弁駆動システム 1 0 は、各シリンダ 2 の吸気側に 1 つずつ設けられた弁駆動装置 1 1 A … 1 1 A と、各シリンダ 2 の排気側に 1 つずつ設けられた弁駆動装置 1 1 B … 1 1 B とを備えている。これらの弁駆動装置 1 1 A、1 1 B はいずれもカムを利用して吸気弁 4 又は排気弁 5 を駆動するものである。弁駆動装置 1 1 A の構成は互いに等しく、また弁駆動装置 1 1 B の構成は互いに等しい。図 2 は一つのシリンダ 2 に対応付けて設けられた吸気用及び排気用の弁駆動装置 1 1 A、1 1 B を示している。なお、弁駆動装置 1 1 A、1 1 B は互いに類似した構成を有しており、まず吸気側の弁駆動装置 1 1 A について説明する。

## 【 0 0 4 5 】

吸気側の弁駆動装置 1 1 A は、駆動源としての電動モータ（以下、モータと略称することがある。）1 2 と、モータ 1 2 の回転運動を吸気弁 4 の直線的な開閉運動に変換する動力伝達機構 1 3 とを備えている。モータ 1 2 には、回転速度の制御が可能な D C ブラシレスモータ等が使用される。モータ 1 2 には、その回転位置を検出するためのレゾルバ、ロータリエンコーダ等の位置検出センサが内蔵されている。

## 【 0 0 4 6 】

動力伝達機構 1 3 は、一本のカム軸 1 4 A と、モータ 1 2 の回転運動をカム軸 1 4 A に伝達するギア列 1 5 と、吸気弁 4 を駆動するロッカーアーム 1 6 と、カム軸 1 4 A とロッカーアーム 1 6 との間に介在される弁特性調整機構 1 7 とを備えている。カム軸 1 4 A はシリンダ 2 毎に独立して設けられている。言い換えれば、シリンダ 2 毎にカム軸 1 4 A は分かれている。ギア列 1 5 は、モータ 1 2 の出力軸（不図示）に取り付けられたモータギア 1 8 の回転を中間ギア 1 9 を介してカム軸 1 4 A と一体のカム駆動ギア 2 0 に伝達することにより、モータ 1 2 に同期してカム軸 1 4 A を回転させる。

## 【 0 0 4 7 】

図 3 及び図 4 にも示したように、カム軸 1 4 A には単一のカム 2 1 A が一体に回転可能に設けられている。カム 2 1 A はカム軸 1 4 A と同軸のベース円の一部を膨らませた板カム的一种として形成されている。全ての弁駆動装置 1 1 A の間

でカム 2 1 A のプロファイル（外周の輪郭）は互いに等しい。カム 2 1 A のプロファイルはその全周に亘って負の曲率が生じないように、つまり半径方向外側に向かって凸曲面を描くように設定されている。

#### 【 0 0 4 8 】

ロッカーアーム 1 6 は支軸 2 2 を中心として揺動可能に設けられている。吸気弁 4 は弁スプリング 2 3 によってロッカーアーム 1 6 側に付勢され、それにより吸気ポートのバルブシート（不図示）に吸気弁 4 が密着して吸気ポートが閉じられる。ロッカーアーム 1 6 の他端部はアジャスター 2 4 と接している。アジャスター 2 4 がロッカーアーム 1 6 の他端部を押し上げることにより、ロッカーアーム 1 6 はその一端部が吸気弁 4 の上端部と接触した状態に保たれる。

#### 【 0 0 4 9 】

弁特性調整機構 1 7 は、カム 2 1 A の回転運動をロッカーアーム 1 6 に揺動運動として伝達する仲介手段として機能するとともに、カム 2 1 A の回転運動とロッカーアーム 1 6 の揺動運動との相関関係を変更することにより吸気弁 4 のリフト量及び作用角を変化させるリフト量及び作用角変更手段としても機能する。

#### 【 0 0 5 0 】

図 5 に示すように、弁特性調整機構 1 7 は、支持軸 3 0 と、その支持軸 3 0 の中心部を貫いて配置された操作軸 3 1 と、支持軸 3 0 上に配置された第 1 リング 3 2 と、その両側に配置された 2 つの第 2 リング 3 3, 3 3 とを備えている。支持軸 3 0 は内燃機関 1 のシリンダヘッド等に固定的に取り付けられる。操作軸 3 1 は、不図示のアクチュエータにより支持軸 3 0 に対して軸線方向（図 6 の R 方向及び F 方向）に往復駆動される。第 1 リング 3 2 及び第 2 リング 3 3 は支持軸 3 0 に対して軸線方向にスライド可能かつ周方向に揺動可能に支持されている。第 1 リング 3 2 の外周にはローラフォロア 3 4 が回転自在に取り付けられ、第 2 リング 3 3 の外周にはノーズ 3 5 が形成されている。

#### 【 0 0 5 1 】

図 6 に示すように、支持軸 3 0 の外周にはスライダ 3 6 が設けられている。スライダ 3 6 は、その周方向に延びる長孔 3 6 c が操作軸 3 1 に取り付けられたピン 3 7 と噛み合うことにより、支持軸 3 0 に対して操作軸 3 1 と一体に軸線方向

にスライド可能である。なお、支持軸 30 にはピン 37 の軸線方向の移動を許容する軸線方向の長孔（不図示）が形成されている。スライダ 36 の外周には第 1 のヘリカルスプライン 36 a と、これを挟むように配置された第 2 のヘリカルスプライン 36 b、36 b とが一体に設けられている。第 2 のヘリカルスプライン 36 b の捻れ方向は第 1 のヘリカルスプライン 36 a の捻れ方向に対して逆方向である。一方、第 1 リング 32 の内周には第 1 のヘリカルスプライン 36 a と噛み合うヘリカルスプライン 32 a が形成され、第 2 リング 33 の内周には第 2 のヘリカルスプライン 36 b と噛み合うヘリカルスプライン 33 a が形成されている。

### 【0052】

図 4 から明らかなように、弁特性調整機構 17 は、そのローラフォロア 34 がカム 21 A に、ノーズ 35 が各吸気弁 4 に対応するロッカーアーム 16 の一端部にそれぞれ対向するようにして内燃機関 1 に取り付けられる。カム 21 A の回転に伴ってローラフォロア 34 がノーズ部 21 a と接触して押し下げられると、ローラフォロア 34 を支持する第 1 リング 32 が支持軸 30 上で回転し、その回転運動がスライダ 36 を介して第 2 リング 33 に伝達されて第 2 リング 33 が第 1 リング 32 と同一方向に回転する。これらの第 2 リング 32 の回転によりノーズ 35 がロッカーアーム 16 の一端部を押し下げ、それにより吸気弁 4 が弁スプリング 23 に抗して下方に変位して吸気ポートが開かれる。ノーズ部 21 a がローラフォロア 34 を乗り越えると弁スプリング 23 の力で吸気弁 4 が押し上げられて吸気ポートが閉じる。このようにしてカム軸 14 A の回転運動が吸気弁 4 の開閉運動に変換される。

### 【0053】

さらに、弁特性調整機構 17 においては、操作軸 31 を軸線方向に変位させて図 6 に矢印 R、F で示したようにスライダ 36 を支持軸 30 に対してスライドさせると、第 1 リング 32 と第 2 リング 33 とが周方向に関して互いに逆方向に回転する。スライダ 36 を矢印 F 方向に移動させたときは第 1 リング 32 が矢印 P 方向に、第 2 リング 33 が矢印 Q 方向にそれぞれ回転してローラフォロア 34 とノーズ 35 との周方向の間隔が増加する。一方、スライダ 36 を矢印 R 方向に移

動させたときは第 1 リング 3 2 が矢印 Q 方向に、第 2 リング 3 3 が矢印 P 方向にそれぞれ回転してローラフォロア 3 4 とノーズ 3 5 との周方向の間隔が減少する。ローラフォロア 3 4 とノーズ 3 5 との間隔が増加するほどノーズ 3 5 がロッカーアーム 1 6 を押し下げる量は増加し、これに伴って吸気弁 4 のリフト量及び作用角も増加する。従って、図 6 の矢印 F 方向に操作軸 3 1 を操作するほど吸気弁 4 のリフト量及び作用角が増加することになる。

#### 【0054】

以上のように構成された弁駆動装置 1 1 A によれば、モータ 1 2 によりカム軸 1 4 A を、内燃機関 1 のクランク軸の回転速度の半分（以下、これを基本速度と呼ぶ。）で一方向に連続的に駆動することにより、クランク軸からの動力で弁を駆動する一般的な機械式弁駆動装置と同様に、クランク軸の回転に同期して吸気弁 4 を開閉駆動することができる。また、弁特性調整機構 1 7 により吸気弁 4 のリフト量及び作用角を変化させることもできる。

#### 【0055】

さらに、弁駆動装置 1 1 A によれば、モータ 1 2 によるカム軸 1 4 A の回転駆動の速度を基本速度から変化させることにより、クランク軸の位相とカム軸 1 4 A の位相との相対関係を変化させて吸気弁 4 の動作特性を様々に変化させることができる。この点を図 7 により説明する。なお、図 7 の表の「リフト形状」の実線及び仮想線はそれぞれ弁駆動装置 1 1 A にて設定された互いに異なる動作特性をそれぞれ示している。また、リフト形状の横軸はクランク角、縦軸はリフト量をそれぞれ示している。

#### 【0056】

まず、図 7 に示した動作特性表の①に示す位相の変化と、②作用角及びリフト量の変化とは機械的な弁駆動装置においても実現可能である。例えば、クランク軸とカム軸との位相をずらすことにより、動作特性表の①に示す吸気弁の位相の変化を実現することができる。また、弁特性調整機構 1 7 を利用すれば動作特性表の②の変化も実現することができる。その一方、モータ 1 2 によってカム軸 1 4 A を駆動する場合には、カム軸 1 4 A の位相がクランク軸の位相の制限を受けない。従って、モータ 1 2 によるカム軸 1 4 A の回転速度を一時的に基本速度よ



りも増減させることにより、前記①の位相の変化は容易にこれを実現することができる。また、カム 2 1 A が吸気弁 4 を開く途中でモータ 1 2 を停止させ、その後モータ 1 2 を逆方向に回転させることにより、前記②の動作特性を吸気弁 4 に与えることもできる。

#### 【 0 0 5 7 】

以上の動作特性の変更に加えて、弁駆動装置 1 1 A によればさらに図 7 の動作特性表の③～⑧に示したように吸気弁 4 の動作特性を変化させることができる。表の③はリフト量を一定に維持したまま作用角を変化させた例である。このような動作特性の変化は、吸気弁 4 が開いている間にカム軸 1 4 A を同期速度よりも高い速度で駆動することにより実現される。表の④は作用角を一定に維持しつつリフト量を変化させた例である。このような変化は、弁特性調整機構 1 7 によってリフト量を変化させる一方で、弁特性調整機構 1 7 のリフト量の変化に伴う作用角の変化を打ち消すようにモータ 1 2 によるカム軸 1 4 A の回転速度を調整することによって実現される。

#### 【 0 0 5 8 】

表の⑤は吸気弁 4 のリフト速度を変化させた例である。例えば、カム軸 1 4 A をクランク軸の半分の速度で駆動したときの動作特性が⑤の実線で示す通りであったとき、仮想線で示した動作特性はモータ 1 2 によるカム軸 1 4 A の駆動速度を開く過程で同軸速度よりも速く、閉じる過程では同期速度よりも遅くなるように制御することにより実現される。このような動作特性を与えることにより、吸気弁 4 を素早く開いて吸入効率を向上させ、かつ、吸気弁 4 を閉じるときには速度を遅くして着座時（吸気弁 4 がバルブシートに接する時）の衝撃を和らげることができる。

#### 【 0 0 5 9 】

なお、表の⑤のような動作特性は例えばカム 2 1 A のプロファイルを調整することによっても実現可能である。しかし、カム 2 1 A が開く際の最大加速度を大きくすると、カム 2 1 A の最小曲率半径が小さくなり、場合によってはカム 2 1 A の一部に負の曲率が与えられた部分が生じる。負の曲率が大きくなる（つまり曲率半径が小さくなる）と、カム 2 1 A の外周面を研磨する砥石の半径を減少さ

せる必要がある。しかし、砥石半径が小さいほど砥石の寿命は短くなり、カム 2 1 A の量産への適応性が損なわれる。そこで、前記のようにカム 2 1 A のプロフィールは全周に亘って凸曲面で構成し、モータ 1 2 の駆動速度の制御によって吸気弁 4 の開弁速度を高めることにより、カム 2 1 A の量産への適応性を高めつつ、吸入効率を向上させることができる。

#### 【0 0 6 0】

表の⑥は、本来であれば吸気弁 4 を一回開閉させるべき期間に吸気弁 4 を 2 回に分けて開閉させた例である。このような動作特性は、モータ 1 2 によるカム軸 1 4 A の回転速度をクランク軸と同一速度に制御することにより実現される。このような動作を吸気弁 4 に与えることにより、内燃機関 1 の動作サイクルを 4 サイクルと 2 サイクルとの間で切り替えることができる。表の⑦は吸気弁 4 を早期に開くことにより内部 E G R を実現する例である。但し吸気弁 4 を開け始めてから暫くの間はリフト量を小さく維持している。このような動作特性は、カム軸 1 4 A の速度を上げて吸気弁 4 の開弁時期を早めた後、カム軸 1 4 A の回転速度を微速まで低下させるか又はカム軸 1 4 A を一時停止させてリフト量の増加を抑え、この状態を所定期間継続した後にカム軸 1 4 A を増速してリフト量を増加させることにより実現される。さらに、表の⑧はカム軸 1 4 A を停止させて吸気弁 4 を閉じた状態に維持する例である。なお、吸気弁 4 を開放状態に維持することもできる。

#### 【0 0 6 1】

このように、弁駆動装置 1 1 A によれば、モータ 1 2 の速度制御と、弁特性調整機構 1 7 によるリフト量及び作用角の変更との組み合わせによって様々な動作特性を吸気弁 4 に与えることができる。しかも、弁駆動装置 1 1 A はシリンダ 2 毎に独立して設けられており、カム軸 1 4 A もシリンダ 2 毎に独立しているので、吸気弁 4 の動作特性をシリンダ 2 毎に独立して最適な状態に設定することができる。これにより、各吸気弁 4 の動作特性に関する自由度を従来よりも高めることができる。

#### 【0 0 6 2】

一方、図 2 に示すように、排気弁 5 側の弁駆動装置 1 1 B では、弁駆動装置 1

1 Aと異なって、カム軸 1 4 Bに2つのカム 2 1 Bが設けられ、弁特性調整機構 1 7が省略され、2つのカム 2 1 Bがロッカーアーム 1 6をそれぞれ直接駆動している。弁駆動装置 1 1 Bのこれら以外の部分は弁駆動装置 1 1 Aと共通であり、それらの共通部分の説明は省略する。カム 2 1 Bのプロファイルはカム 2 1 Aと同様に全周に亘って凸曲面で構成されている。排気弁 5 に関しても、弁駆動装置 1 1 Bのモータ 1 2 によるカム軸 1 4 Bの駆動速度を種々変化させることにより、排気弁 5 の位相や作用角を様々に変化させることができる。弁駆動装置 1 1 Bもシリンダ 2 毎に独立して設けられ、かつカム軸 1 4 Bもシリンダ 2 毎に独立しているので、排気弁 5 の動作特性をシリンダ 2 毎に独立して最適な状態に設定することができる。これにより、各排気弁 5 の動作特性に関する自由度を従来よりも高めることができる。

#### 【0063】

なお、排気側の弁駆動装置 1 1 Bにおいては、弁特性調整機構 1 7が省略されていても、カム 2 1 Bがロッカーアーム 1 6を押し下げる途中でモータ 1 2を停止させ、その停止位置からカム軸 1 4 Bを逆転させることにより排気弁 5 のリフト量を変化させることができる。但し、その場合の最大リフト量はカム 2 1 Bのノーズ部 2 1 b（図 2）がロッカーアーム 1 6を乗り越える際のリフト量に制限される。このようなモータ 1 2の逆転によるリフト量の制御は、上述したように吸気側の弁駆動装置 1 1 Aにおいても実行可能である。

#### 【0064】

本実施形態の弁駆動システム 1 0は、吸気弁 4 及び排気弁 5 を駆動するための上述した基本的構成の他に幾つの特徴を有している。以下順に説明する。なお、以下に説明する吸気側の弁駆動装置 1 1 Aの各種の機構又は構造は、特に断りのない限り排気側の弁駆動装置 1 1 Bにも設けられて弁駆動装置 1 1 Aと同様の作用効果を奏するものである。

#### 【0065】

（トルク変動抑制機構について）

図 8 及び図 9 に示すように、弁駆動装置 1 1 Aにはトルク変動抑制機構 4 0 が設けられている。トルク変動抑制機構 4 0 は、カム軸 1 4 A がシリンダ 2 毎に独

立している（言い換えれば分断されている）ために設けられたものである。カム軸 1 4 A には、カム 2 1 A のノーズ 2 1 a が弁スプリング 2 3 の圧縮に伴う反力（以下、圧縮反力と呼ぶ。）で押されることによってトルクが作用する。複数のシリンダ間でカム軸を共用する一般の多気筒式内燃機関では、同一のカム軸上に複数のカムが設けられ、各カムのノーズが周方向にずれている。従って、各カムを介してカム軸に作用するトルクが互いに打ち消し合う効果が生じてトルクの変動は抑えられる。しかし、弁駆動装置 1 1 A では、カム軸 1 4 A がシリンダ 2 毎に分かれているので、いずれかのシリンダ 2 のカム 2 1 A に入力されるトルクの変動を他のシリンダ 2 のカム 2 1 A に入力されるトルクによって打ち消すことができない。そのため、各弁駆動装置 1 1 A にトルク変動抑制機構 4 0 を設けている。

#### 【0 0 6 6】

トルク変動抑制機構 4 0 は、反位相カム 4 1 と、トルク負荷装置 4 2 とを備えている。反位相カム 4 1 は中間軸 4 3 によって中間ギア 1 9 と同軸に支持されて中間ギア 1 9 と一体に回転可能である。反位相カム 4 1 の外周面はカム面として構成され、そのカム面には、中間軸 4 3 の軸芯と同軸の円弧を描いて延びる円弧部 4 1 a と、その円弧部 4 1 a よりも中心側に後退した凹部 4 1 b とが形成されている。

#### 【0 0 6 7】

トルク負荷装置 4 2 は、反位相カム 4 1 の外周面と対向して配置されたハウジング 4 4 と、そのハウジング 4 4 から反位相カム 4 1 に向かって突出可能な状態でハウジング 4 4 に収容されたリフタ 4 5 と、リフタ 4 5 とハウジング 4 4 との間に圧縮状態で装着されてリフタ 4 5 を反位相カム 4 1 の外周面に押し付けるスプリング 4 6 とを備えている。ハウジング 4 4 は中間軸 4 3 を回転自在に支持するキャップ 4 7 に固定されている。スプリング 4 6 の力でリフタ 4 5 の先端が反位相カム 4 1 の凹部 4 1 b の斜面に押し付けられることにより、反位相カム 4 1 にはモータ 1 2 による中間ギア 1 9 の駆動方向と同一方向又は逆方向のトルクがリフタ 4 5 から負荷される。

#### 【0 0 6 8】

図9から明らかなように、中間軸43に対する反位相カム41の周方向の取付位置は、吸気弁4のリフト量が最大となったとき、すなわちカム21のノーズ部21aが図9の実線位置に達してローラフォロア34を乗り越えるときにリフタ45が凹部41bに嵌り込むように調整されている。このようにカム21の位相と反位相カム41の位相との関係を設定することにより、弁スプリング23の圧縮反力によって生じるカム軸14Aの駆動トルクの変動を、トルク負荷装置42から反位相カム41に負荷されるトルクによって抑制することができる。この点を図10により説明する。

#### 【0069】

図10は、カム21Aの位相を横軸に、モータ12からカム21Aまでの駆動経路上の適当な部材、例えばカム軸14Aに負荷されるトルクを縦軸にとったときに、弁スプリング23側及びトルク変動抑制機構40側からカム軸14Aにそれぞれ負荷されるトルクの大きさ及び方向の変化を示している。但し、横軸はトルク=0を示し、カム軸14Aの正転方向（図9の矢印C方向）と反対方向に負荷されるトルクを正（+）に、カム軸14Aの正転方向に負荷されるトルクを負（-）でそれぞれ表している。また、図10の縦軸位置は吸気弁4に最大リフト量を与えられる位置を示し、縦軸から右側に離れるほど図9の位置よりもカム21Aが正転方向にずれ、縦軸から左側に離れるほど図9の位置よりもカム21Aが逆転方向にずれたことを示す。

#### 【0070】

まず、図10に実線で示すように、弁スプリング23側からカム軸14Aに負荷されるトルクは、カム21Aが最大リフト量を与える位置ではほぼ0であり、カム21Aが最大リフト量を与える位置よりも逆転方向にずれているときには正の値、カム21Aが最大リフト量を与える位置よりも正転方向にずれているときに負の値となる。カム21Aが最大リフト量を与える位置よりも逆転方向にずれている状態では弁スプリング23の圧縮反力がカム21Aを逆転させるように作用し、カム21Aが最大リフト量を与える位置よりも正転側にずれた状態では弁スプリング23の圧縮反力がカム21Aを正転させるように作用するためである。

#### 【0071】

一方、図 1 0 に破線で示すように、反位相カム 4 1 側からカム軸 1 4 A に負荷されるトルクは、カム 2 1 A が最大リフト量を与える位置の付近ではほぼ 0 であり、カム 2 1 A が最大リフト量を与える位置よりも逆転方向にずれたときに負の値、カム 2 1 A が最大リフト量を与える位置よりも正転方向にずれたときに正の値となる。カム 2 1 A が最大リフト量を与える位置よりも逆転方向にずれた状態でリフタ 4 5 が凹部 4 1 b に入り込んでいると、スプリング 4 6 の力がリフタ 4 5 を介して反位相カム 4 1 をカム 2 1 A の正転方向に対応する方向（図 9 の矢印 D 方向）に押すように作用し、カム 2 1 A が最大リフト量を与える位置よりも正転方向にずれた状態でリフタ 4 5 が凹部 4 1 b に入り込んでいると、スプリング 4 6 の力がリフタ 4 5 を介して反位相カム 4 1 をカム 2 1 A の逆転方向に相当する方向に押すように作用するからである。

#### 【 0 0 7 2 】

このように、弁スプリング 2 3 側から負荷されるトルクと、反位相カム 4 1 側から負荷されるトルクとは互いに逆向きに作用する。従って、弁スプリング 2 3 の反力に起因するカム軸 1 4 A の駆動トルクの変動をトルク変動抑制機構 4 0 によって抑制することができる。なお、カム軸 1 4 A の回転速度が上昇するに伴ってカム 2 1 A の駆動経路上に配置された各部材の慣性力が増大して、弁スプリング 2 3 の反力に起因するトルク変動は相対的に小さくなる。一方、トルク変動抑制機構 4 0 においては、カム軸 1 4 A の回転速度が上昇するほど、反位相カム 4 1 がリフタ 4 5 を半径方向外側に押し出す力が大きくなる。これにより、スプリング 4 6 が反位相カム 4 1 に負荷するトルクが小さくなり、上述した弁スプリング 2 3 側から負荷されるトルクの減少との整合性が保たれる。加えて、リフタ 4 5 と反位相カム 4 1 との間に作用する垂直抗力が小さくなるので、リフタ 4 5 と反位相カム 4 1 との間に働く摩擦抵抗が減少する。

#### 【 0 0 7 3 】

以上に説明したように、トルク変動抑制機構 4 0 を設けることにより、各弁駆動装置 1 1 A におけるカム軸 1 4 A の駆動トルクの変動を抑え、それによりモータ 1 2 の必要出力を軽減してモータ 1 2 の小型化、軽量化を図ることができる。モータ 1 2 はシリンダ 2 毎に 2 つずつ設けられるので、特にシリンダ 2 の数が増

えた場合にはトルク変動抑制機構 4 0 を設けた効果は顕著である。また、高速回転時には弁駆動装置 1 1 A 内に生じる摩擦抵抗を減らすことにより、燃費の悪化を抑えることができる。

#### 【 0 0 7 4 】

なお、トルク変動抑制機構 4 0 の構成は一例であり、種々の変形が可能である。例えば、反位相カム 4 1 は中間ギア 1 9 に代え、モータギア 1 8 又はカム駆動ギア 2 0 と同軸に設けてもよい。モータ 1 2 からカム軸 1 4 A までの回転伝達経路のいずれかの位置にトルク変動抑制機構 4 0 からトルクを負荷できればよい。

#### 【 0 0 7 5 】

(カム軸の支持構造について)

図 3 に示すように、カム軸 1 4 A の両端には軸支持部 5 0、5 0 がカム 2 1 A と一体回転可能に設けられている。これらの軸支持部 5 0、5 0 が不図示の軸受に嵌め合わされることにより、カム軸 1 4 A がシリンダヘッド上に回転自在に支持される。軸支持部 5 0 の外周面には、軸支持部 5 0 の全幅に亘って伸びる拡大部 5 1 と、拡大部 5 1 よりも狭い縮小部 5 2 とが設けられている。

#### 【 0 0 7 6 】

図 9 に示すように、拡大部 5 1 はノーズ部 2 1 a に対して反対側の所定範囲 E に形成されている。所定範囲 E は図 9 ではほぼ  $180^{\circ}$  に設定されている。このように拡大部 5 1 を設けた場合には、吸気弁 4 に最大リフト量を与える位置にカム 2 1 A が移動したときに、弁スプリング 2 3 の反力によってカム軸 1 4 A に負荷される矢印 G 方向の荷重が、軸支持部 5 0 の拡大部 5 1 を介してカム軸 1 4 A の軸受に受け止められるようになる。

#### 【 0 0 7 7 】

カム軸 1 4 A の軸支持部 5 0 の拡大部 5 1 が軸受と接する場合には、縮小部 5 2 が軸受と接する場合よりも接触範囲が拡大してカム軸 1 4 A とその軸受との間に働く摩擦抵抗が大きくなる。その一方、図 1 0 から明らかなように、カム 2 1 A が最大リフト量を与えられる位置の近傍まで駆動されると、弁スプリング 2 3 の反力によって生じるカム軸 1 4 A のトルクがカム 2 1 A の回転方向を問わず 0 に向かって変化する。このようなトルクの減少に対応して摩擦抵抗が増加する

ことにより、カム軸 1 4 A の回転に制動作用が生じ、それによりカム軸 1 4 A の駆動トルクの変動を軽減することができる。

#### 【0 0 7 8】

なお、カム軸 1 4 A と軸受との間の摩擦抵抗の調整は、軸支持部 5 0 の支持範囲（面積）の変化に限らず、軸支持部 5 0 の表面の摩擦係数を変化させることによっても実現できる。摩擦係数の変化は、例えば摩擦抵抗を増加又は減少させる物理的又は化学的な表面処理、摩擦抵抗の異なる部材の固着等の手段によって実現することができる。

#### 【0 0 7 9】

（カム軸の質量バランスの調整について）

図 9 に示すように、カム軸 1 4 A にはカム 2 1 A に対して潤滑油を供給するための給油穴 5 3 が形成されている。給油穴 5 3 はカム軸 1 4 A の回転中心 R C に対してカム 2 1 A のノーズ 2 1 a 側に偏心している。このように給油穴 5 3 を偏心させた理由は次の通りである。

#### 【0 0 8 0】

弁駆動装置 1 1 A では、シリンダ 2 毎にカム軸 1 4 A が独立しているので、カム軸 1 4 A の回転中心 R C に関するカム 2 1 A の質量のアンバランスを、他のシリンダ 2 用のカム 2 1 A の質量のアンバランスによって相殺してカム軸 1 4 A の重心を回転中心 R C に関して合わせることができない。回転中心 R C を挟んでノーズ部 2 1 a の反対側にバランス保持用のウェイトを取り付けた場合にはカム軸 1 4 A 全体の慣性モーメントが増加してモータ 1 2 の必要出力が増加する。そこで、給油穴 5 3 を偏心させることにより、慣性モーメントを増加させることなく回転中心 R C の回りのカム軸 1 4 A の質量のアンバランスを低減したものである。このようにして質量のアンバランスを抑えることにより、モータ 1 2 の必要出力を軽減してモータ 1 2 の小型軽量化を図ることができる。

#### 【0 0 8 1】

なお、カム軸 1 4 A の質量のアンバランスは、給油穴 5 3 の偏心以外の手段によっても実現可能である。例えば、カム 2 1 A の幅をノーズ部 2 1 a 側で減少させ、カム軸 1 4 A の回転中心 R C よりもノーズ部 2 1 a 側の表面に切欠を設ける



等の手段によってもカム軸 1 4 A の回転中心の回りの質量のアンバランスを修正することができる。

#### 【 0 0 8 2 】

(負圧発生装置の設置について)

図 1 1 に示すように、弁駆動システム 1 0 のいずれか一つの弁駆動装置 1 1 A (但し、弁駆動装置 1 1 B でもよい。) には負圧生成装置 6 0 が設けられている。負圧生成装置 6 0 は、内燃機関 1 が吸気系において十分な負圧が得られない場合に好適に用いられる。例えば、筒内直噴式の内燃機関のように低速時のスロットル開度が比較的大きく制御される場合、あるいは、スロットルバルブが省略され、吸気弁のリフト量制御等によって吸入空気量が調整される場合に負圧生成装置 6 0 が設けられる。また、負圧生成装置 6 0 は、内燃機関 1 を始動させる力を、スタータモータに依らずシリンダ 2 内の燃料混合気の燃焼によって得るようにした場合に必要となるシリンダ 2 への始動着火用の空気の充填に適した構成も備えている。以下、詳細を説明する。

#### 【 0 0 8 3 】

図 1 1 の負圧生成装置 6 0 は、バキュームポンプ 6 1 と、クラッチ 6 2 と、ポンプギア 6 3 とを備えている。図 1 2 に示したように、バキュームポンプ 6 1 の回転部 6 1 a は電磁クラッチ 6 2 のシャフトフランジ部 6 2 a と一体回転可能に連結されている。バキュームポンプ 6 1 のポンプハウジング 6 1 b は内燃機関 1 の例えばシリンダヘッド上に固定的に支持される。ポンプギア 6 3 はモータギア 1 8 と噛み合わされるとともに、電磁クラッチ 6 2 のディスク部 6 2 b と一体的にシャフトフランジ部 6 2 a 上を回転自在かつ軸方向に移動可能である。シャフトフランジ部 6 2 a には電磁コイル 6 2 c 及びアーマチャ 6 2 d が一体に取り付けられている。電磁コイル 6 2 c の励磁によりアーマチャ 6 2 d とディスク部 6 2 b とが吸着されてポンプギア 6 4 からポンプ回転部 6 1 a への回転伝達経路が接続され、モータ 1 2 によってバキュームポンプ 6 1 が駆動される。

#### 【 0 0 8 4 】

バキュームポンプ 6 1 の吸気ポート 6 1 c はブレーキブースタ 6 4 と接続され、バキュームポンプ 6 1 の排気ポート 6 1 d は蓄圧タンク 6 5 と接続されている。

。蓄圧タンク 65 にはタンク内圧を所定以下に制限するリリーフ弁 66、及びタンク内圧を検出する圧力センサ 67 が設けられている。蓄圧タンク 65 はさらに制御弁 68 を介して内燃機関 1 のシリンダ 2 へと接続されている。ブレーキブースタ 64 にもその内部の圧力を検出する圧力センサ 69 が設けられている。

#### 【0085】

以上の負圧生成装置 60 によれば、圧力センサ 69 が検出するブレーキブースタ 64 の圧力が所定値以上に上昇し、又は圧力センサ 67 が検出する蓄圧タンク 65 の圧力が所定値以下に低下した場合に電磁クラッチ 62 に通電してモータ 12 でバキュームポンプ 61 を駆動することにより、ブレーキブースタ 64 内の負圧を適正範囲に維持し、かつ、蓄圧タンク 65 内に所定レベル以上の圧力を蓄えておくことができる。そして、内燃機関 1 の始動時に制御弁 68 を開くことにより、始動に必要な空気をシリンダ 2 内に充填することができる。

#### 【0086】

なお、負圧生成装置 60 のバキュームポンプ 61 は、弁駆動システム 10 を構成する弁駆動装置 11A 又は 11B のいずれによっても駆動できる。但し、モータ 12 の近傍の空きスペースを考慮すると、シリンダ 2 の並び方向に関して最も外側に配置された弁駆動装置 11A、又は 11B のモータ 12 からバキュームポンプ 61 へ回転を取り出すようにすることが望ましい（図 14 を参照）。また、内燃機関 1 が一部のシリンダ 2 における燃焼を停止させる減筒運転を実施するものであるときは、そのような燃焼停止の対象とならないシリンダ 2 に対応付けられた弁駆動装置 11A 又は 11B に負圧生成装置 60 を設けるとよい。

#### 【0087】

以上のような負圧生成装置 60 によれば、吸気弁 4 又は排気弁 5 を駆動するモータ 12 にてバキュームポンプ 61 を駆動するので、負圧の生成やシリンダ 2 への空気の充填用に別途駆動源を設ける必要がない利点がある。また、負圧の生成と空気の充填（又は蓄圧）とを共通のバキュームポンプ 61 にて行うので、それらの処理を別々のポンプ 61 で行う場合よりも部品定数が削減され、部品の取り付けに必要なスペースも削減される。

#### 【0088】

なお、負圧生成用のポンプと、蓄圧タンク 6 6 に圧力を蓄えるためのポンプとを別々に設け、それらのポンプを同一又は互いに異なる電動モータ 1 2 にて駆動するようにしてもよい。負圧の生成又は蓄圧タンクへの圧力充填のいずれか一方のみを目的としてポンプを設けてもよい。

#### 【0 0 8 9】

(モータの取付構造について)

図 1 3 に示すように、モータ 1 2 は内燃機関 1 のヘッドカバー 7 0 の外部の上面に取り付けられている。図 1 4 はヘッドカバー 7 0 上におけるモータ 1 2 の配置を示す平面図、図 1 5 はその側面図である。なお、図 1 4 の左右方向がシリンダ 2 の並び方向に相当する。図 1 4 及び図 1 5 に示すように、吸気側及び排気側のモータ 1 2 は、ヘッドカバー 7 0 上にシリンダ 2 毎に設けられた点火コイル部 7 1 … 7 1 を間において対向するように設けられている。点火コイル部 7 1 は不図示の点火プラグに高圧電流を供給するためのものである。弁駆動装置 1 1 A, 1 1 B のそれぞれのカム軸 1 4 A, 1 4 B からロッカーアーム 1 6 までの機構部分はヘッドカバー 7 0 の内部に收容されている。ギア列 1 5 を構成する中間ギア 1 9 の上部がヘッドカバー 7 0 の開口部 7 0 a から上方に突出して各モータ 1 2 のモータギア 1 8 と噛み合っている。

#### 【0 0 9 0】

図 1 5 に示すように、各モータ 1 2 は電気的な結線を行うためのコネクタ 1 2 a をヘッドカバー 7 0 の真上を向く方向（図 1 5 の矢印 K 方向）に対して各シリンダ 2 の中心側、言い換えれば点火コイル部 7 1 側に幾らか傾けた状態でヘッドカバー 7 0 に取り付けられている。図 1 4 にも示すように、各コネクタ 1 2 a は配線部材としてのモータバスバー 7 2 と接続されている。モータバスバー 7 2 は、モータ駆動用の不図示のインバータ回路と接続される集合端子部 7 2 a と、集合端子部 7 2 a からヘッドカバー 7 0 の中央に向かって延びる幹線部 7 2 b と、幹線部 7 2 b と交差しかつ吸気側及び排気側のモータ 1 2 の間をシリンダ 2 の並び方向に沿って延びる分配部 7 2 c と、分配部 7 2 c から各モータ 1 2 に向かって延びる支線部 7 2 d とを有している。幹線部 7 2 b、分配部 7 2 c 及び支線部 7 2 d は適度な剛性を有する基板に銅製のパターン配線を設けて構成されており

、そのパターン配線により、集合端子部 7 2 a と個別端子部 7 2 e とが電氣的に接続される。

#### 【0 0 9 1】

全てのモータ 1 2 をヘッドカバー 7 0 上に取り付けた後、モータバスバー 7 2 を各支線部 7 2 d の先端が各モータ 1 2 のコネクタ 1 2 a に嵌まり込むようにしてヘッドカバー 7 0 に取り付けることにより、集合端子部 7 2 a と全てのモータ 1 2 のコネクタ部 1 2 a とが電氣的に接続される。そして、集合端子部 7 2 a に不図示のインバータ回路からの配線のコネクタ部を取り付けることにより、各モータ 1 2 に対する電氣的な接続が完了する。

#### 【0 0 9 2】

図 1 3 に示すように、内燃機関 1 はシリンダ 2 の並び方向を車両の左右方向と一致させた、いわゆる横置きの姿勢で車両の前部のエンジンルーム 7 3 に搭載されている。車両の前進時（矢印 H 方向）にエンジンルーム 7 3 に取り込まれる冷却風をモータ 1 2 に効率よく当てるため、内燃機関 1 はヘッドカバー 7 0 側をクランク室側よりも車両の前方に変位させた前傾状態でエンジンルーム 7 3 に取り付けられている。

#### 【0 0 9 3】

図 1 6 及び図 1 7 に示すように、モータ 1 2 の外周にはウォータージャケット 7 5 が取り付けられている。ウォータージャケット 7 5 には冷却水通路 7 6 が形成されている。冷却水通路 7 6 はモータ 1 2 の周囲に満遍なく巡らされており、その入口 7 6 a は内燃機関 1 の冷却水から熱を奪うためのラジエータ 7 4 （図 1 3 参照）の冷却水出口と接続され、冷却水通路 7 6 の出口 7 6 b は内燃機関 1 の冷却水入口と接続される。すなわち、モータ 1 2 の周囲には、ラジエータ 7 4 で冷却された後であって内燃機関 1 にて加熱される前の最も冷やされている冷却水 W が導かれる。これにより、モータ 1 2 の冷却効果を高めることができる。さらに、図 1 7 に示したように、モータ 1 2 の後端（モータギア 1 8 が取り付けられる側に対する反対側）にはモータ 1 2 の出力軸と一体に回転するファン駆動軸 1 2 b が突出し、そのファン駆動軸 1 2 b には冷却用のファン 7 7 が取り付けられている。これにより、モータ 1 2 自身の回転でモータ 1 2 が冷却される。

**【0094】**

以上の構成によれば、エンジンルーム73の熱やモータ自身の発熱によるモータ12の温度上昇を抑え、モータ12の出力を十分に確保しつつモータ12の小型化を図ることができる。また、モータバスバー72もヘッドカバー70外に露出し、かつ、集合端子部72aからモータ12のコネクタ部12aまでの配線の距離も比較的短い。従って、モータ12に関する配線部分の熱損失や発熱が抑えられ、モータ12の実出力が増加する。

**【0095】**

ヘッドカバー70の内部に収容されたカム軸14A、14Bから吸気弁4又は排気弁5にかけての機構部分には潤滑油が供給され、ヘッドカバー70はこうした潤滑油の飛散を防止するカバーとして機能する。従って、ヘッドカバー70の外部にモータ12を設置した場合にはモータ12を潤滑油から保護する効果も得られる。

**【0096】**

なお、ウォータージャケット75には、モータ12のコネクタ部12aを露出させるための開口部、切欠部又はスリット等を設ける必要がある。各モータ12の冷却水通路76はラジエータ74に対して直列に接続されてもよいし、並列に接続されてもよい。

**【0097】**

以上の実施形態ではシリンダ2毎に弁駆動装置11A及び11Bを設けたが、吸気弁4及び排気弁5の開動作の時期が重ならない2以上のシリンダ2間ではカム軸14A、14Bを共用し、同一のモータ12によりそれらの吸気弁4及び排気弁5を駆動してもよい。例えば、直列4気筒式の内燃機関1であれば、吸気弁4及び排気弁5の開弁時期がクランク角にして360°ずれているシリンダ2同士の間で電動モータ12及びカム軸14A、14Bを共用することができる。

**【0098】**

なお、電動モータ12をヘッドカバー71の外部に完全に露出させる例に限らず、電動モータ12の一部をヘッドカバー71の外部に露出させるようにしてもよい。そのような一部が露出する構成であっても、冷却効果やバスバー72を利

用した配線構造は適用可能である。

[第 2 の実施形態]

【0 0 9 9】

図 1 8 及び図 1 9 は本発明の第 2 の実施形態に係る弁駆動装置 1 1 C を示している。この弁駆動装置 1 1 C はリンクを利用して吸気弁 4 又は排気弁 5 を駆動するものである。ここでは吸気弁 4 を駆動するものとして説明するが、排気弁 5 を駆動する場合も同様の構成でよい。

【0 1 0 0】

弁駆動装置 1 1 C は、駆動源としての電動モータ 1 2 と、そのモータ 1 2 の回転運動を吸気弁 4 の開閉運動に変換する動力伝達機構 1 0 0 とを備えている。動力伝達機構 1 0 0 は、モータ 1 2 によって回転駆動される回転部材としての偏心プレート 1 0 1 と、偏心プレート 1 0 1 の回転中心から偏心した連結位置に連結ピン 1 0 2 を介して回転自在に連結された第 1 リンク 1 0 3 と、吸気弁 4 の上端部に連結ピン 1 0 4 を介して回転自在に連結された第 2 リンク 1 0 5 とを有している。偏心プレート 1 0 1 と第 1 リンク 1 0 3 とはモータ 1 2 の回転運動を往復運動に変換するクランク機構として機能し、第 1 リンク 1 0 3 及び第 2 リンク 1 0 5 の組み合わせがリンク部を構成する。

【0 1 0 1】

第 1 リンク 1 0 3 の先端にはガイド筒 1 0 6 が設けられ、その内部にはコイルスプリング 1 0 7 及びこれを押えるスライダ 1 0 8 が収容されている。コイルスプリング 1 0 7 はスライダ 1 0 8 をガイド筒 1 0 6 の内部の端面に押し付けられるよう幾らか圧縮された状態でガイド筒 1 0 6 の内部に収容されている。そして、第 2 リンク 1 0 5 の先端はガイド筒 1 0 6 の内部に挿入されてスライダ 1 0 8 と連結されている。これにより、動力伝達機構 1 0 0 は、リンク機構の一種であるスライダクランク機構として構成されている。

【0 1 0 2】

次に弁駆動装置 1 1 C の動作を説明する。まず、偏心プレート 1 0 1 と第 1 リンク 1 0 3 との連結位置が図 1 9 ( a ) に想像線で示す基準位置にあるときに吸気弁 4 がバルブシート V S に密着しかつスライダ 1 0 8 がガイド筒 1 0 6 の内部

の上端に突き当たっているとすれば、その基準位置から偏心プレート 101 を図 19 の時計方向（矢印 CW 方向）に回転させることにより、ガイド筒 106 にてスライダ 108 を押し下げ、その動きを第 2 リンク 105 を介して吸気弁 4 に伝えて吸気弁 4 を開くことができる。この場合の吸気弁 4 のバルブシート VS からのリフト量  $L$  は基準位置からの偏心プレート 101 の回転角  $\theta a$  に相関し、図 19 (b) に示すように回転角  $\theta a$  を大きくすればリフト量  $L$  も増加する。

### 【0103】

一方、図 19 (c) に示すように、基準位置から偏心プレート 101 を反時計方向（矢印 CCW 方向）に回転させた場合には、スライダ 108 がコイルスプリング 107 を縮めながらガイド筒 106 から離れる。このため、吸気弁 4 が弁スプリング 23 の力でバルブシート VS に押し付けられたままの状態では偏心プレート 101 が反時計方向（矢印 CCW 方向）に回転する。このような反時計方向の回転は、連結ピン 102, 104 の間の距離が、基準位置における連結ピン 102, 104 の間の距離と一致するまで続けることができる。換言すれば、偏心プレート 101 の回転中心と連結ピン 104 の中心とを結ぶ直線（図 10 では一点鎖線で示す）上に連結ピン 102 の中心が移動したときに連結ピン 102, 104 の距離は最大となるから、この位置を極位置とし、極位置から基準位置までの偏心プレート 101 の回転角を  $\theta b$  とすれば、極位置から反時計方向に等しい角度  $\theta b$  だけ偏心プレート 101 が回転するまではスライダ 108 がガイド筒 106 に対してスライドし、吸気弁 4 は弁スプリング 23 の力でバルブシート VS に密着した状態（リフト量  $L = 0$  の状態）に保持することができる。なお、連結ピン 102 が極位置に移動したときのコイルスプリング 107 の高さが密着高さよりも大きく確保されるようにガイド筒 106 の長さを定めておく必要がある。

### 【0104】

以上から明らかなように、図 18 及び図 19 の弁駆動装置 11C においては、モータ 12 により偏心プレート 101 を基準位置から時計方向に  $\theta a$ 、反時計方向に  $2\theta b$  以内の範囲で往復回転させることにより、回転角  $\theta a$  に見合ったリフト量  $L$  で吸気弁 4 を開閉駆動させることができる。また、吸気弁 4 を開閉する際のモータ 12 の回転速度を変化させることにより、吸気弁 4 の作用角を変化させ

ることもできる。

#### 【0105】

さらに、吸気弁4を閉じたままモータ12を回転させる範囲（極位置から左右に $\theta b$ の範囲）を設けているので、モータ12を比較的広い範囲で往復回転（揺動）させることができる。従って、偏心プレート101から吸気弁4に至る間の滑り部分（ピン102、104による軸受部分とスライダ108の摺動部分）の滑り速度が上昇し、それらの滑り部分の油膜形成が促進されて摩擦や摩耗が軽減される。このため、モータ12が発生すべきトルクが減少し、モータ12の速度制御も容易となる。

#### 【0106】

以上では弁駆動装置11Cが単一の吸気弁4を駆動するものとしたが、弁駆動装置11Cは同一のシリンダ2に対応付けられた複数の吸気弁4又は排気弁5を駆動することができる。また、弁駆動装置11Cは、第1の実施形態における弁駆動装置11A及び11Bと同様に、互いに異なるシリンダ2の吸気弁4又は排気弁5を駆動するようにして、一つの内燃機関1に複数使用される。

#### 【0107】

##### [第3の実施形態]

図20は本発明の第3の実施形態に係る弁駆動装置11Dを示している。この弁駆動装置11Dもリンクを利用して吸気弁4又は排気弁5を駆動するものである。ここでは吸気弁4を駆動するものとして説明するが、排気弁5を駆動する場合も同様の構成でよい。なお、図20において、図18に示す弁駆動装置11Dと共通する部分には同一符号を付してある。

#### 【0108】

図20の弁駆動装置11Dは、駆動源としての電動モータ12と、そのモータ12の回転運動を吸気弁4の開閉運動に変換する動力伝達機構110とを備えている。動力伝達機構110は、モータ12によって回転駆動される偏心プレート101と、偏心プレート101の回転中心から偏心した連結位置に連結ピン102を介して回転自在に連結された第1リンク111と、第1リンク111及び吸気弁4の上端部にそれぞれ連結ピン114、115を介して回転自在に連結され



た第2リンク112と、一端が連結ピン116を介して第2リンク112に回転自在に連結された第3リンク113と、第3リンク113の他端側と偏心ピン117を介して回転自在に連結されたコントロール軸118とを有している。偏心プレート101と第1リンク111とはモータ12の回転運動を往復運動に変換するクランク機構として機能する。コントロール軸118は、不図示のアクチュエータにて回転駆動されることにより、周方向に関して適宜の分解能で位置調整可能である。

#### 【0109】

以上のように構成された弁駆動装置11Dにおいては、コントロール軸118を周方向に関して一定の位置に保持した状態で、モータ12により偏心プレート101を一方向に連続的に回転させることにより、吸気弁4を往復回転させることができる。また、図20(b)及び(c)の対比から明らかなように、吸気弁4がバルブシートVSに密着した状態でコントロール軸118を回転させて第3リンク113を介して連結ピン116の位置を変化させることにより、連結ピン114の位置が変化して連結ピン102の位相と、連結ピン102から連結ピン115までの距離との相関関係が変化する。これにより、吸気弁4のリフト量を変化させることができる。

#### 【0110】

このように図20の例ではモータ12を一方向に連続回転させる構成であって、モータ12の回転方向の切り替えが不要であるため、特に高回転時におけるモータ12の制御が容易に行える利点がある。

#### 【0111】

以上の弁駆動装置11Dもは同一のシリンダ2に対応付けられた複数の吸気弁4又は排気弁5を駆動することができる。また、弁駆動装置11Dは、第1の実施形態における弁駆動装置11A及び11Bと同様に、互いに異なるシリンダ2の吸気弁4又は排気弁5を駆動するようにして、一つの内燃機関1に複数使用される。

#### 【0112】

[第4の実施形態]

図 2 1 及び図 2 2 は本発明の第 4 の実施形態の弁駆動装置 1 1 E を示している。

弁駆動装置 1 1 E はカムを利用して吸気弁 4 又は排気弁 5 を駆動する点において上述した弁駆動装置 1 1 A、1 1 B と共通するが、カム軸 1 2 0 を電動モータ 1 2 1 の一部として機能させる点において異なる。すなわち、弁駆動装置 1 1 E においては、カム軸 1 2 0 の一つのカム 1 2 2、1 2 2 の間に永久磁石 1 2 3 が埋め込まれるとともに、カム軸 1 2 0 の周囲に電磁コイル 1 2 4 が配置されることにより、カム軸 1 2 0 を回転軸（出力軸）として利用した電動モータ 1 2 1 が構成されている。カム 1 2 2 から吸気弁 4 又は排気弁 5 に至る構成は一般のカム式の弁駆動装置と同様でよい。

#### 【0 1 1 3】

このようにカム軸自身を電動モータの回転軸として利用すれば、図 2 のギア列 1 5 を省略することができる。これにより、吸気弁 4 及び排気弁 5 の上方に必要なスペースを削減し、弁駆動装置を含めた内燃機関の全高の増加を抑えることができる。なお、図 2 3 に示すように、カム軸 1 2 0 に電磁コイル 1 2 4 を埋め込み、その外周に永久磁石 1 2 3 を配置して電動モータ 1 2 1 を構成してもよい。

#### 【0 1 1 4】

本発明は上述した実施形態に限定されることなく、その技術的範囲に含まれる限りにおいて種々の形態で実施してよい。例えば、上述した第 1 実施形態にて説明した負圧生成装置、及び電動モータ 1 2 の取付構造に関する各種の特徴はリンクを利用した第 2 及び第 3 の実施形態においても適用可能である。

#### 【0 1 1 5】

#### 【発明の効果】

以上に説明したように、本発明の内燃機関の弁駆動システムによれば、複数の気筒の吸気弁又は排気弁を、複数の弁駆動装置によってそれぞれ互いに独立して開閉駆動することができるので、気筒毎の弁の動作特性に関する自由度を高めることができ、モータの回転運動をカム又はリンクを利用して吸気弁や排気弁の開閉運動に変換するので、ねじ機構を利用する場合と比較して吸気弁又は排気弁を効率よく駆動することができる。

**【図面の簡単な説明】****【図 1】**

本発明の第 1 の実施形態に係る弁駆動システムの要部を示す斜視図。

**【図 2】**

一つの気筒に対応して設けられた弁駆動装置の構成を示す斜視図。

**【図 3】**

弁駆動装置の別方向からの斜視図。

**【図 4】**

弁駆動装置のさらに別の方向からの斜視図。

**【図 5】**

弁特性調整機構の斜視図。

**【図 6】**

弁特性調整機構を一部破断して示す斜視図。

**【図 7】**

図 2 の弁駆動装置によって実現可能な弁の動作特性を表形式で示した図。

**【図 8】**

図 2 の弁駆動装置に設けられるトルク変動抑制機構を示す斜視図。

**【図 9】**

図 2 の弁駆動装置における電動モータから弁までの運動伝達経路を示す図。

**【図 1 0】**

弁スプリングによって加えられるトルクと、トルク変動抑制機構によって加えられるトルクとの関係を示す図。

**【図 1 1】**

弁駆動装置に取り付けられた負圧生成装置を示す斜視図。

**【図 1 2】**

負圧生成装置の構成を示す図。

**【図 1 3】**

本発明の弁駆動システムが設けられた内燃機関を車両のエンジンルームに搭載した状態を示す図。

**【図 1 4】**

ヘッドカバーの外部の上面に電動モータを配置した構成を示す図。

**【図 1 5】**

図 1 4 の構成をヘッドカバーの側方からみた状態を示す図。

**【図 1 6】**

電動モータに冷却水を導くための構成を示す図。

**【図 1 7】**

図 1 6 のXVII-XVII線に沿った断面図。

**【図 1 8】**

リンクを利用して弁を開閉する弁駆動装置を示す図で、（a）は側面図、（b）は正面図。

**【図 1 9】**

図 1 9 の弁駆動装置の動作を示す図。

**【図 2 0】**

リンクを利用して弁を開閉する他の弁駆動装置を示す図で、（a）は側面図、（b）は正面図、（c）はリフト量を変化させた状態を示す図。

**【図 2 1】**

カム軸を電動モータの回転軸として兼用した弁駆動装置を示す図。

**【図 2 2】**

図 2 1 のXXII-XXII線に沿った断面図。

**【図 2 3】**

図 2 1 に対して電磁コイルと永久磁石とを入れ替えた実施形態を示す図。

**【符号の説明】**

- 1 内燃機関
- 2 シリンダ（気筒）
- 4 吸気弁
- 5 排気弁
- 10 弁駆動システム
- 11A, 11B, 11C, 11D, 11E 弁駆動装置

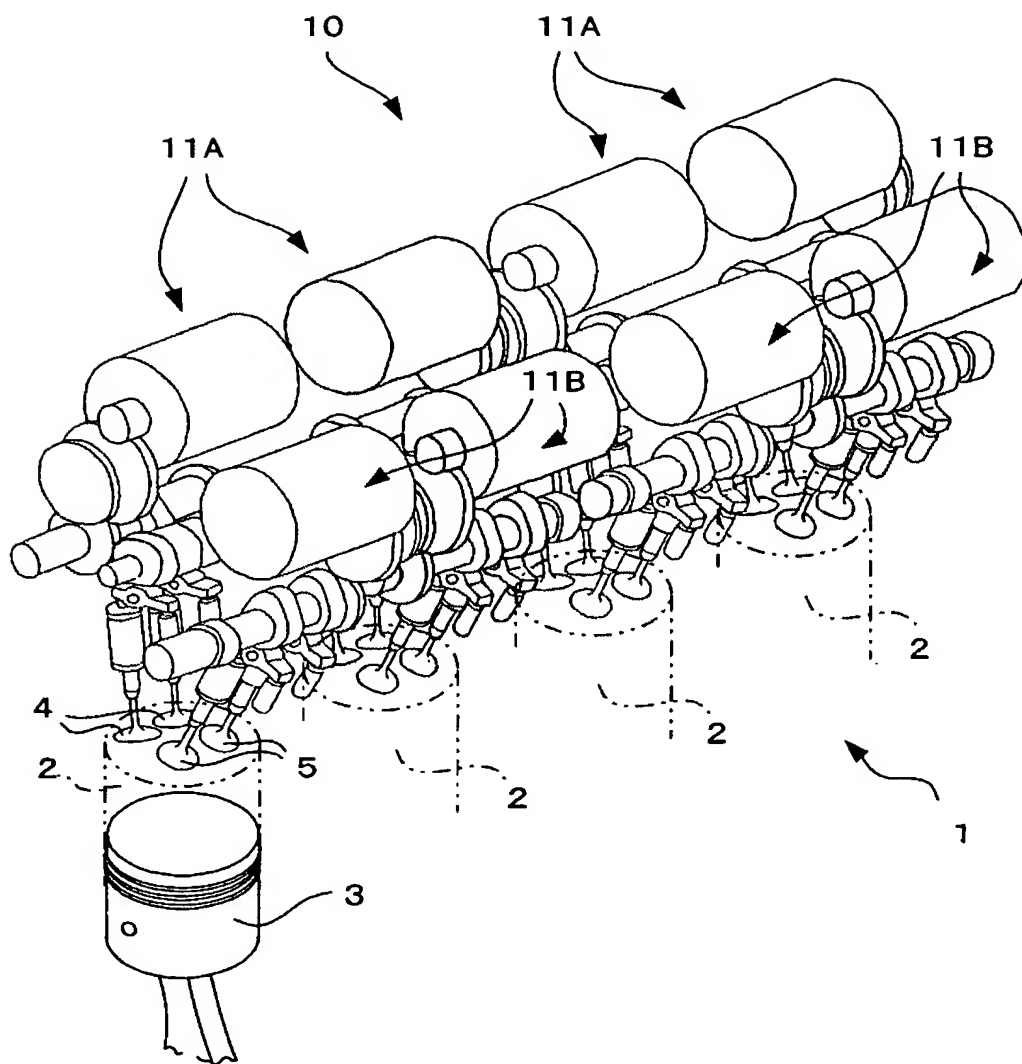
- 1 2 電動モータ
- 1 2 a コネクタ
- 1 2 b ファン駆動軸（電動モータの回転軸）
- 1 3 動力伝達機構
- 1 4 A, 1 4 B カム軸（カムの回転軸）
- 1 5 ギア列
- 1 6 ロッカーアーム
- 1 7 弁特性調整機構
- 2 1 A, 2 1 B カム
- 2 1 a, 2 1 b ノーズ部
- 2 3 弁スプリング
- 4 0 トルク変動抑制機構
- 4 1 反位相カム（回転部材）
- 4 1 a カム面の円弧部
- 4 1 b カム面の凹部
- 4 2 トルク負荷装置
- 4 5 リフト
- 4 6 スプリング（ばね手段）
- 5 0 軸支持部
- 5 1 拡大部
- 5 2 縮小部
- 5 3 給油穴
- 6 0 負圧生成装置
- 6 1 バキュームポンプ
- 6 2 電磁クラッチ
- 6 3 ポンプギア
- 6 4 ブレーキブースタ
- 6 5 蓄圧タンク
- 7 0 ヘッドカバー

- 7 2 モータバスバー (配線部材)
- 7 2 a 集合端子部
- 7 2 e 個別端子部
- 7 3 エンジンルーム
- 7 4 ラジエータ
- 7 5 ウォータージャケット
- 7 6 冷却水通路
- 7 6 a 冷却水入口
- 7 6 b 冷却水出口
- 7 7 ファン
- 1 0 0 動力伝達機構
- 1 0 1 偏心プレート (回転部材)
- 1 0 2, 1 0 4 連結ピン
- 1 0 3 第 1 リンク (リンク部)
- 1 0 5 第 2 リンク (リンク部)
- 1 0 6 ガイド筒
- 1 0 7 コイルスプリング
- 1 0 8 スライダ
- 1 1 0 動力伝達機構
- 1 1 1 第 1 リンク
- 1 1 2 第 2 リンク
- 1 1 3 第 3 リンク
- 1 1 4, 1 1 5 連結ピン
- 1 1 7 偏心ピン (位置調整手段)
- 1 1 8 コントロール軸 (位置調整手段)
- 1 2 0 カム軸
- 1 2 1 電動モータ
- 1 2 2 カム
- 1 2 3 永久磁石

1 2 4 電磁コイル

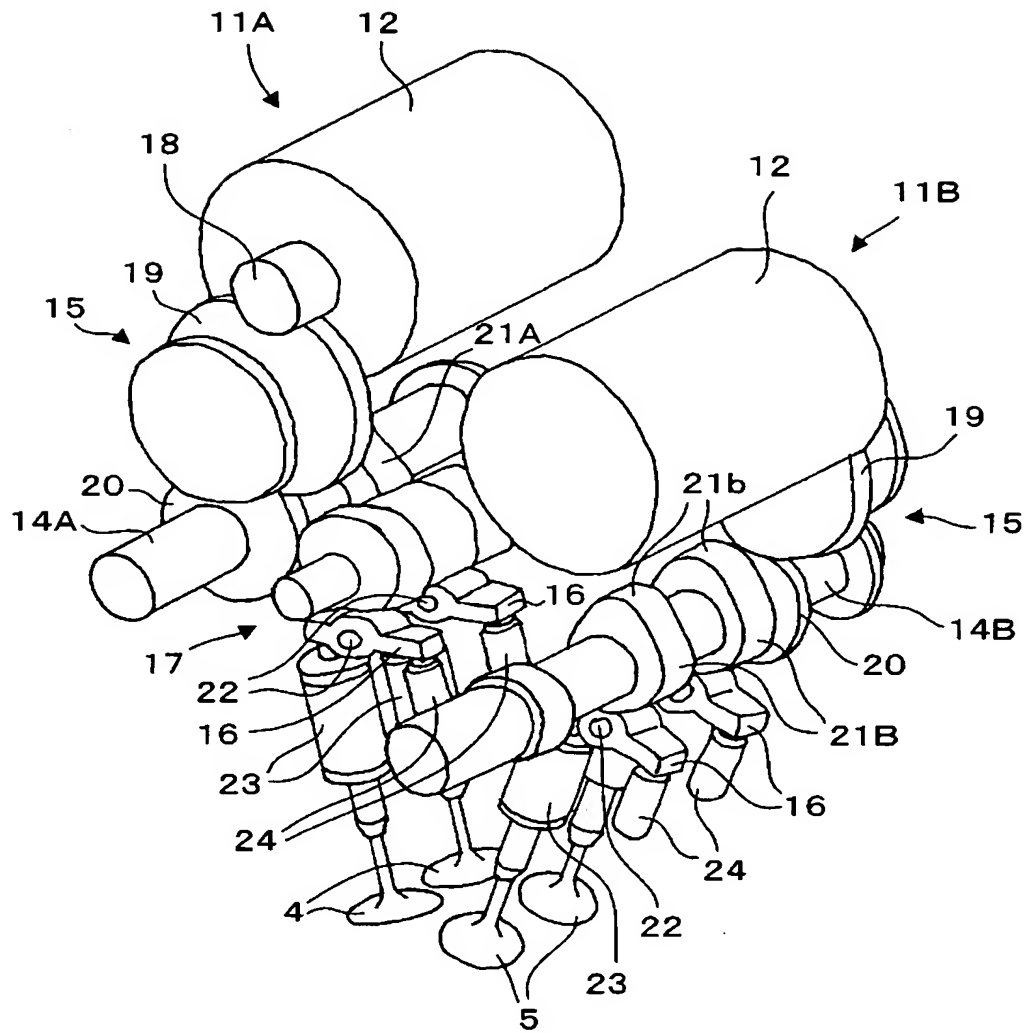
【書類名】 図面

【図 1】

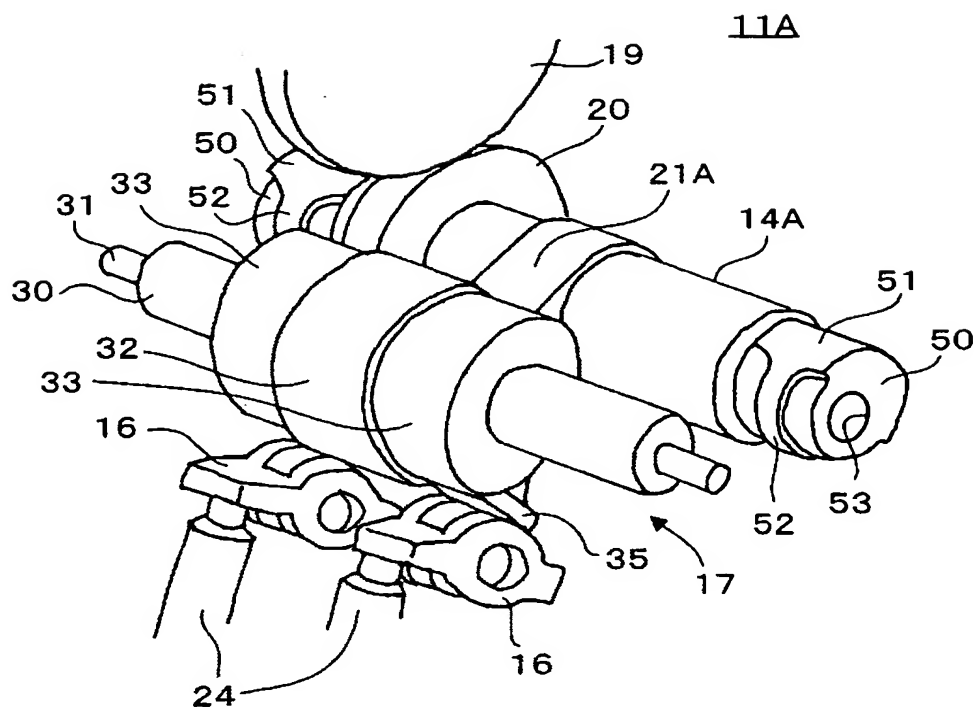




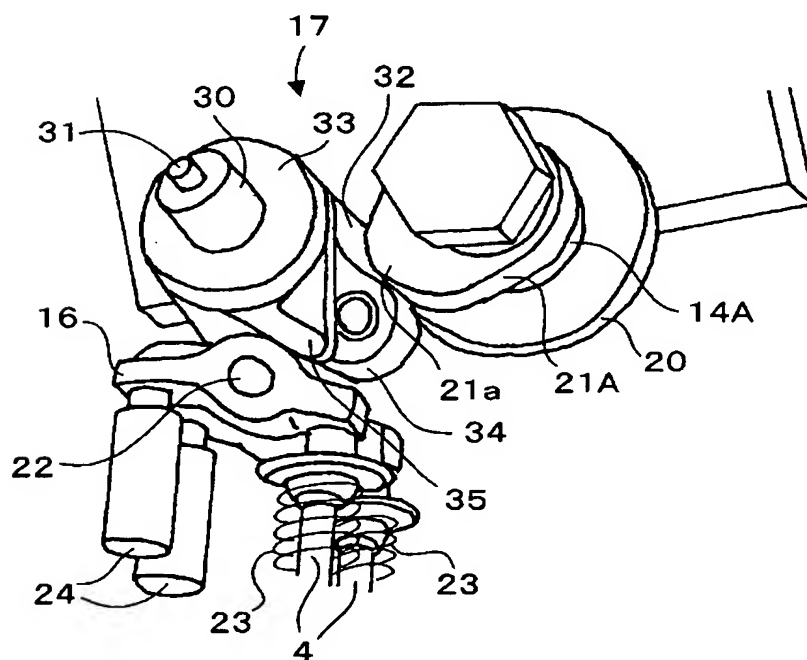
【図 2】



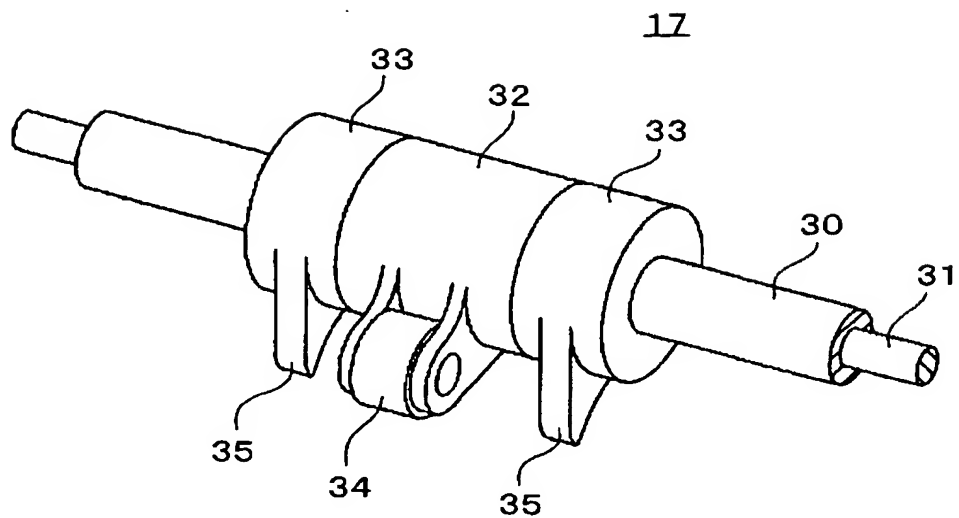
【図 3】



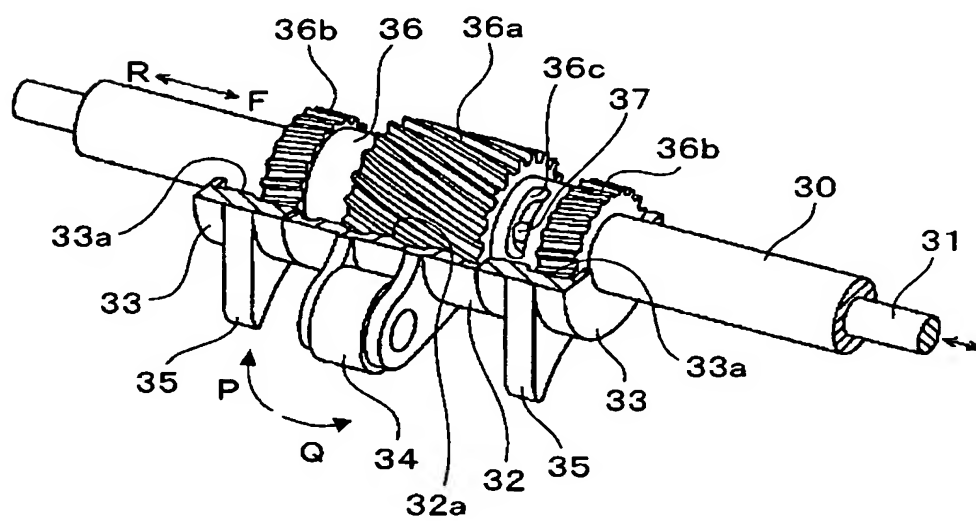
【図 4】



【図 5】











【図 6】

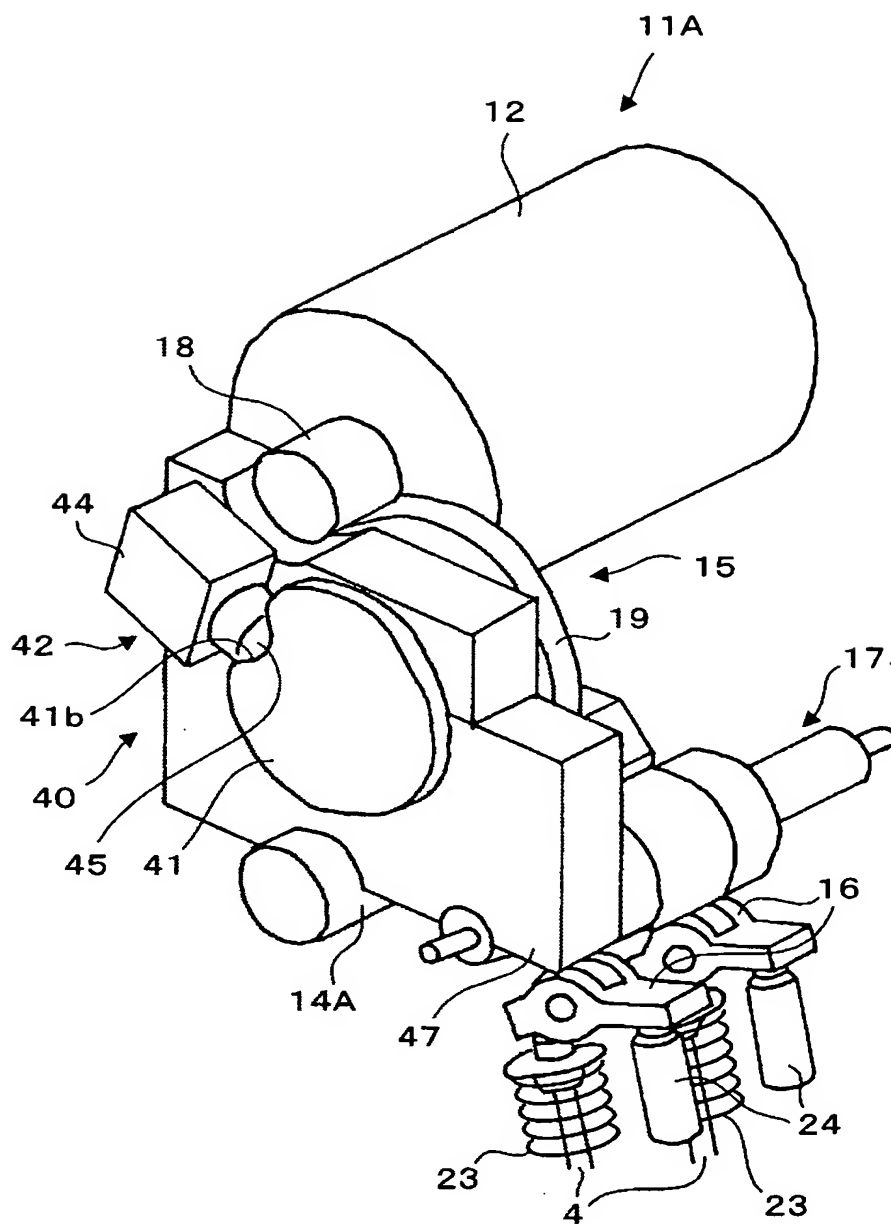


【図7】

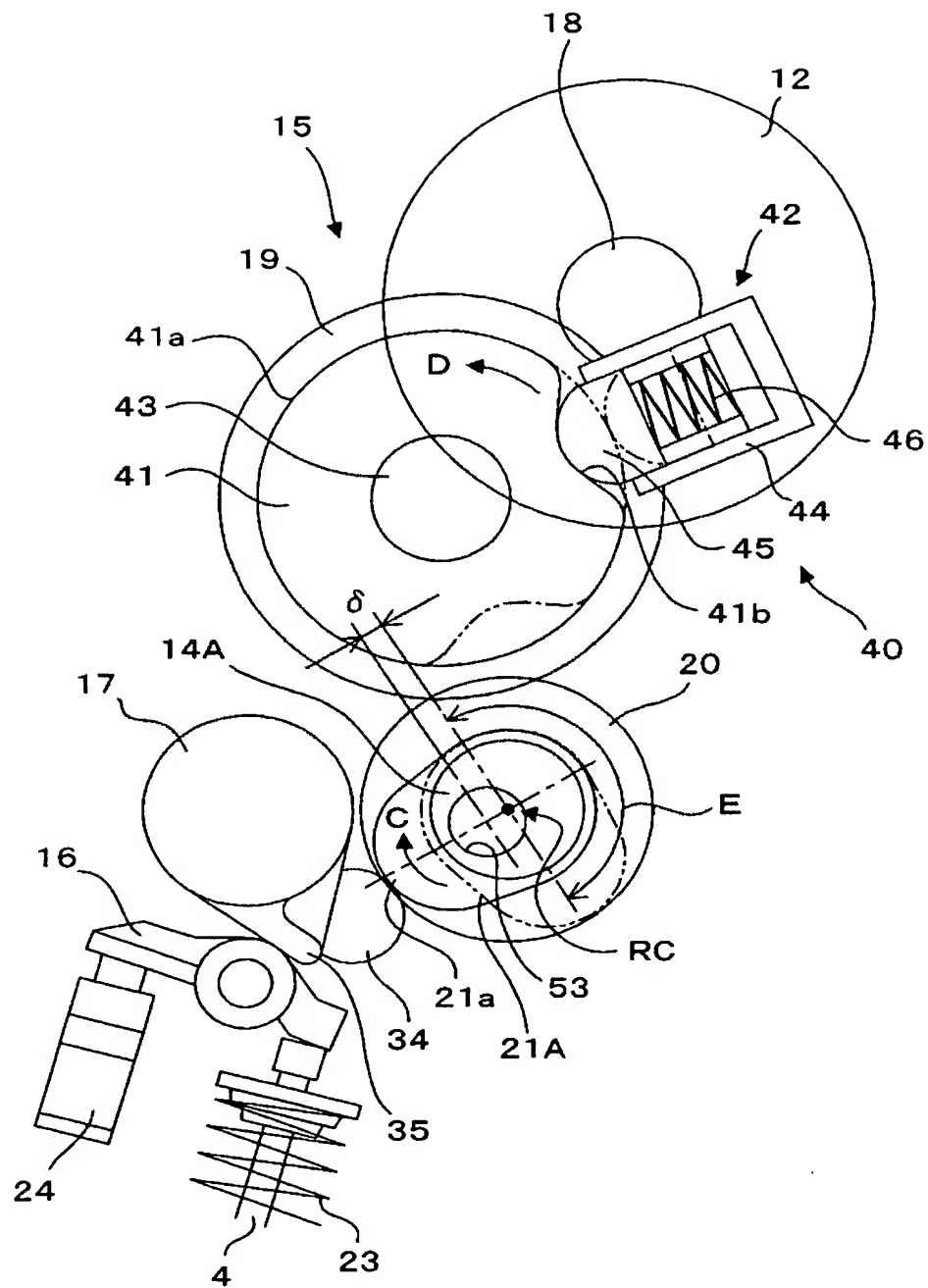
動作特性表

自由度	リフト形状
①位相	
②作用角& リフト	
③作用角	
④リフト	
⑤リフト速度	
⑥サイクル可変	
⑦内部EGR要求時	
⑧弁停止	

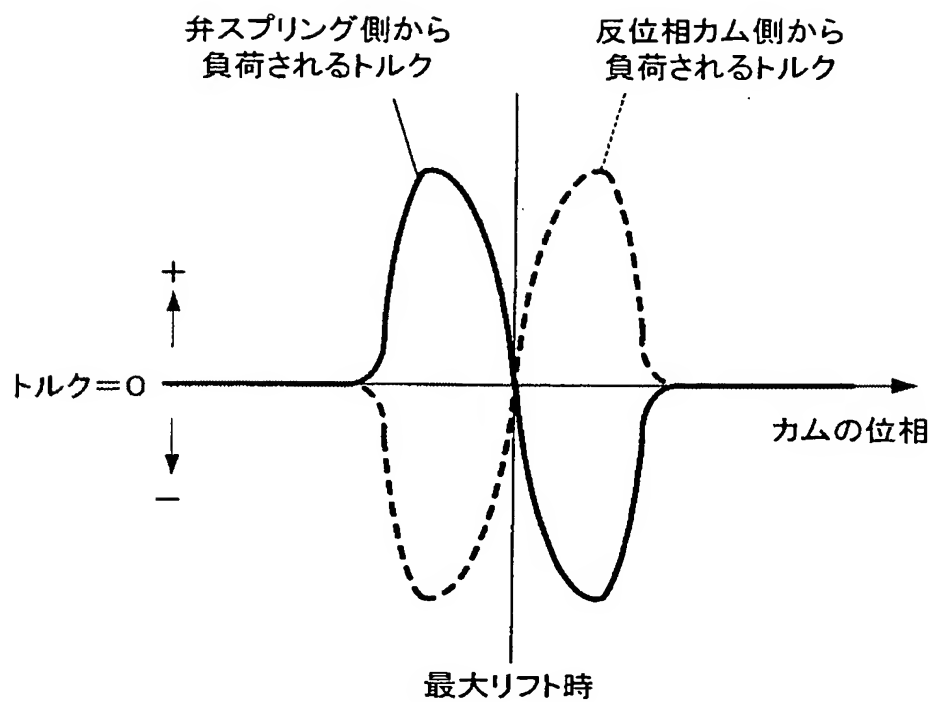
【図 8】



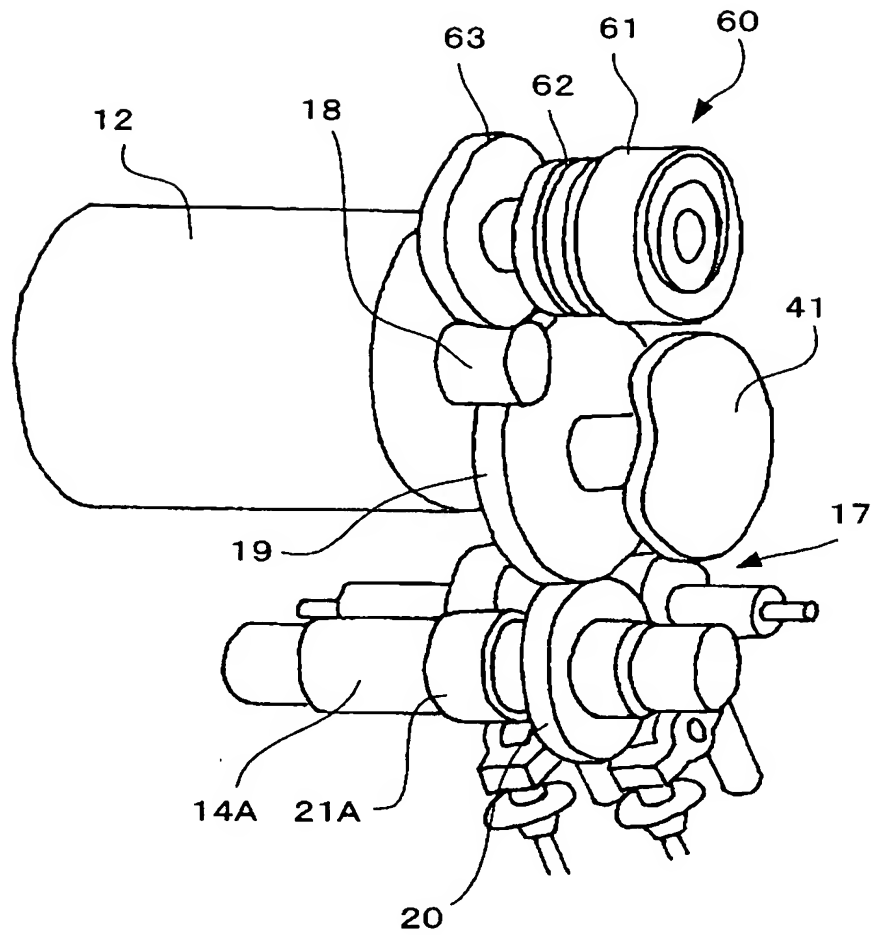
【図 9】



【図 10】

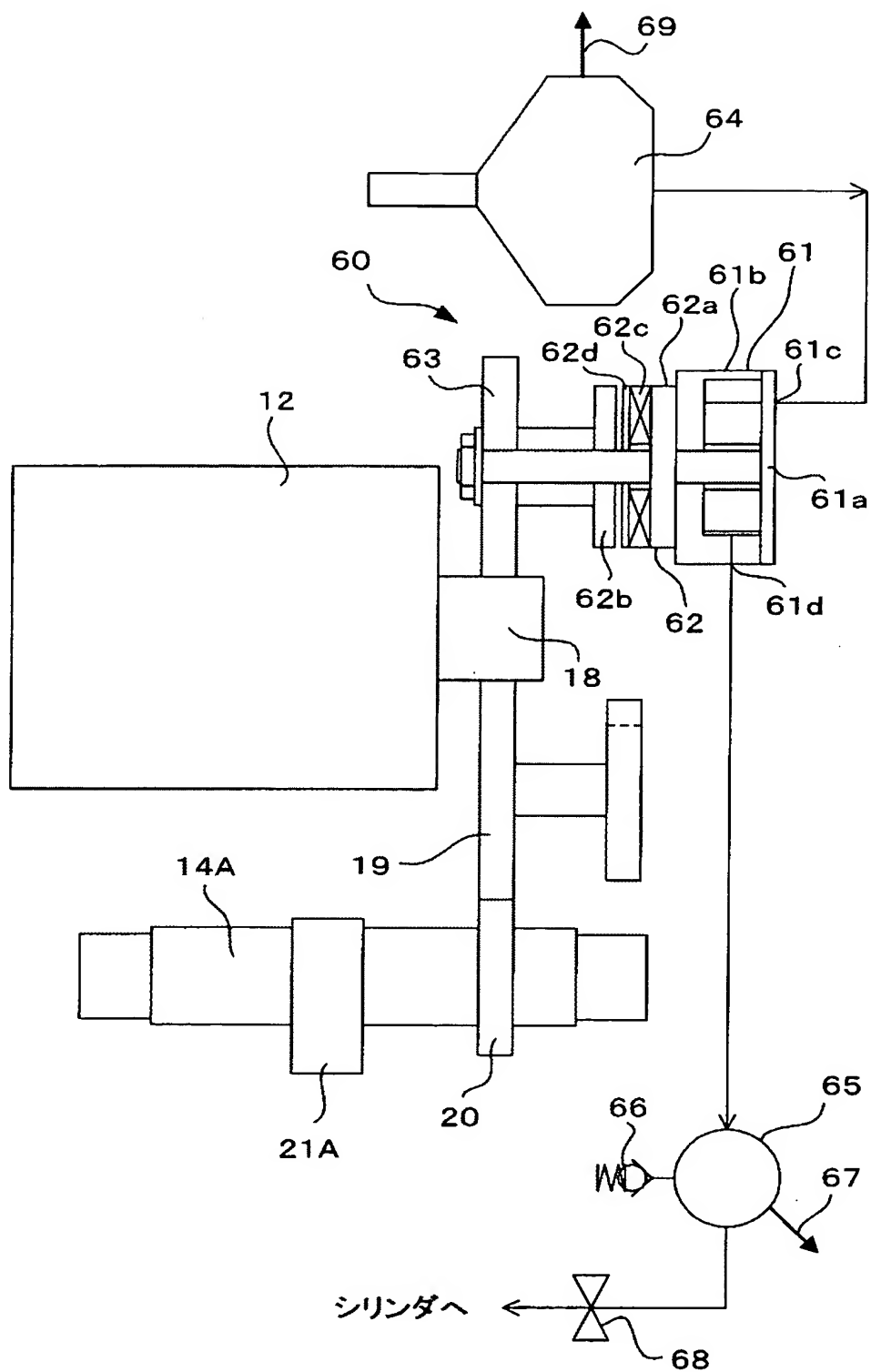


【図 11】

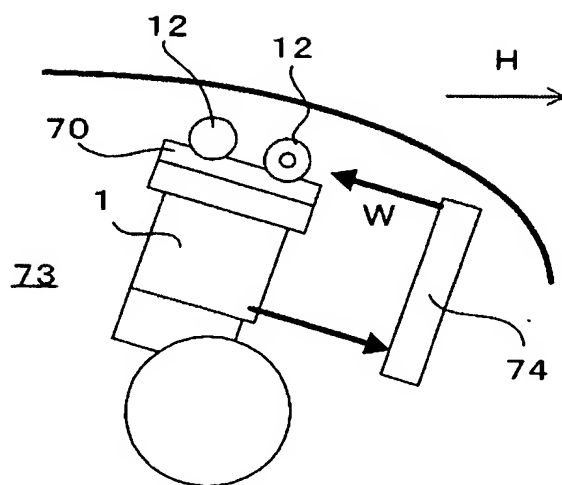




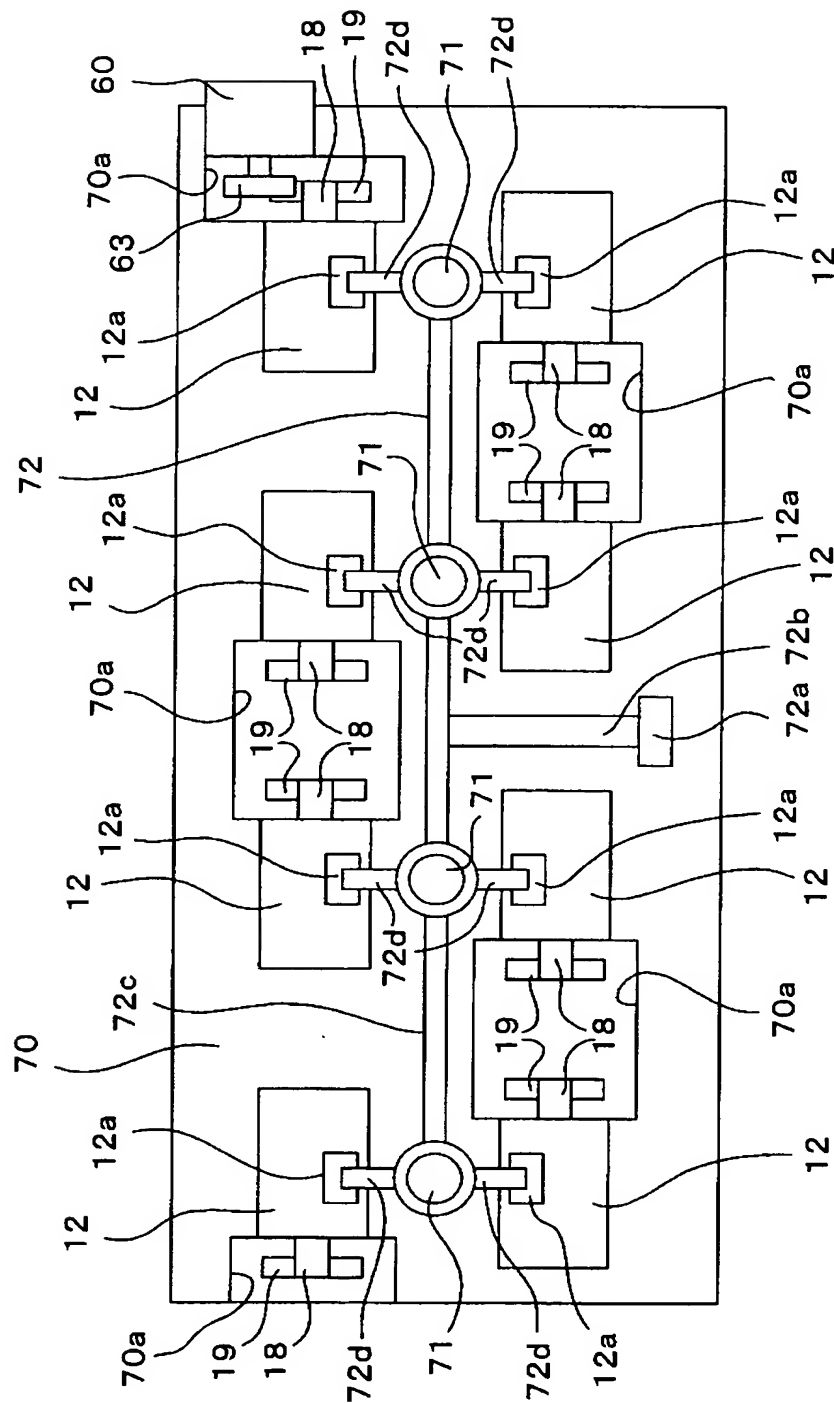
【図 12】



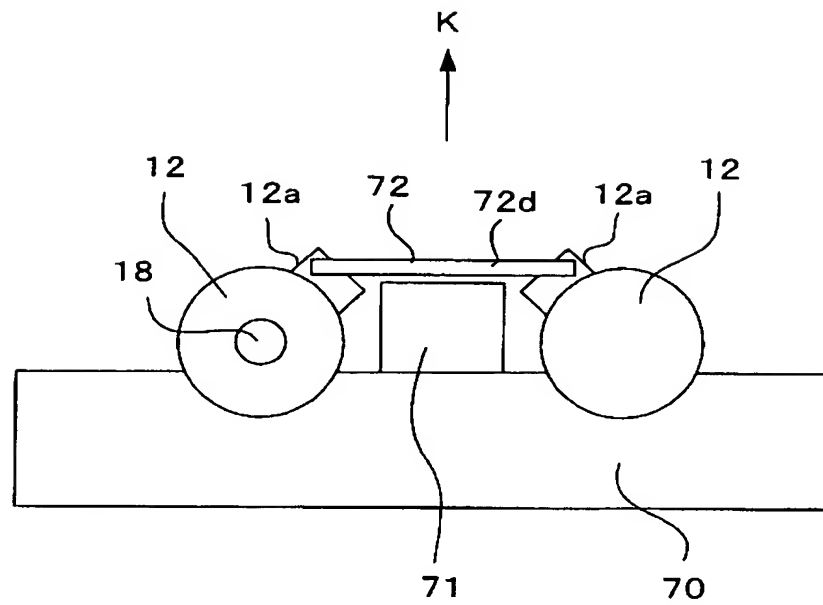
【図 13】



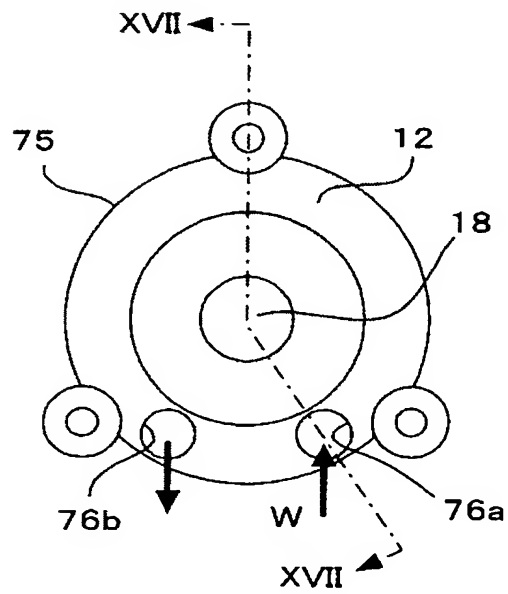
【図 14】



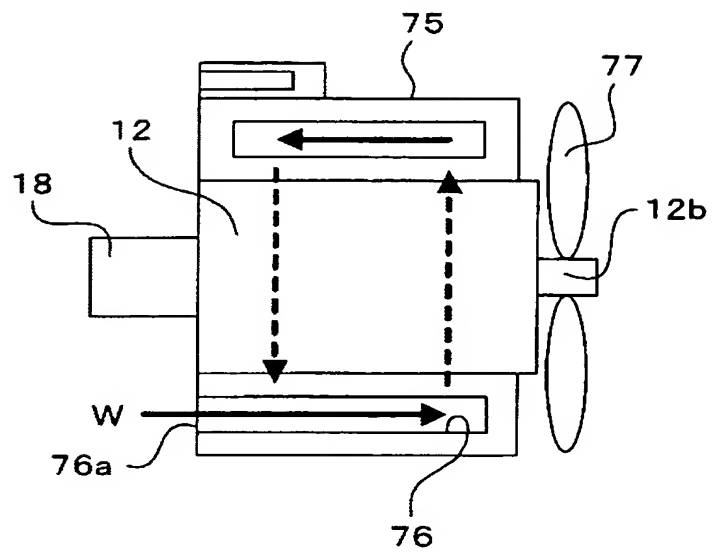
【図 15】



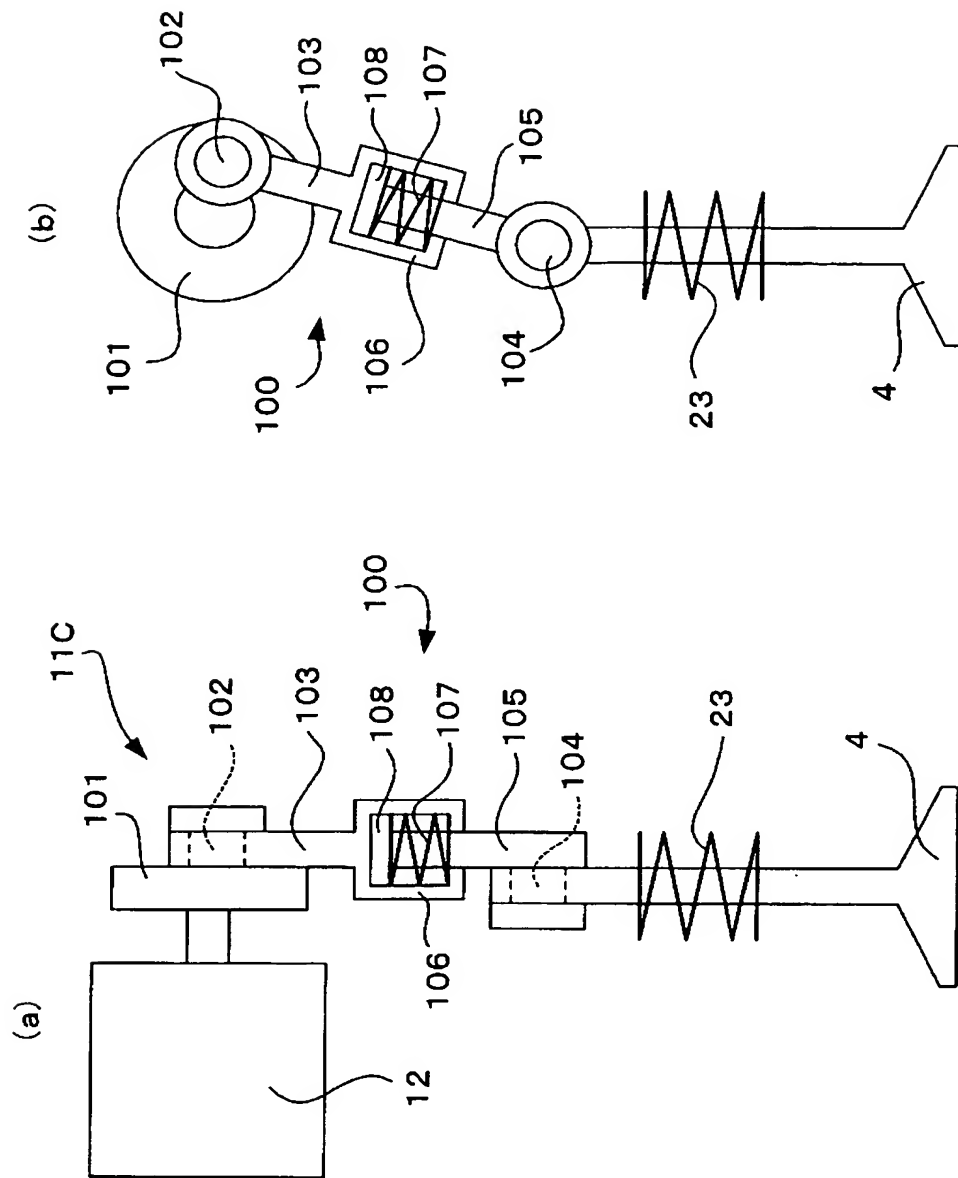
【図 16】



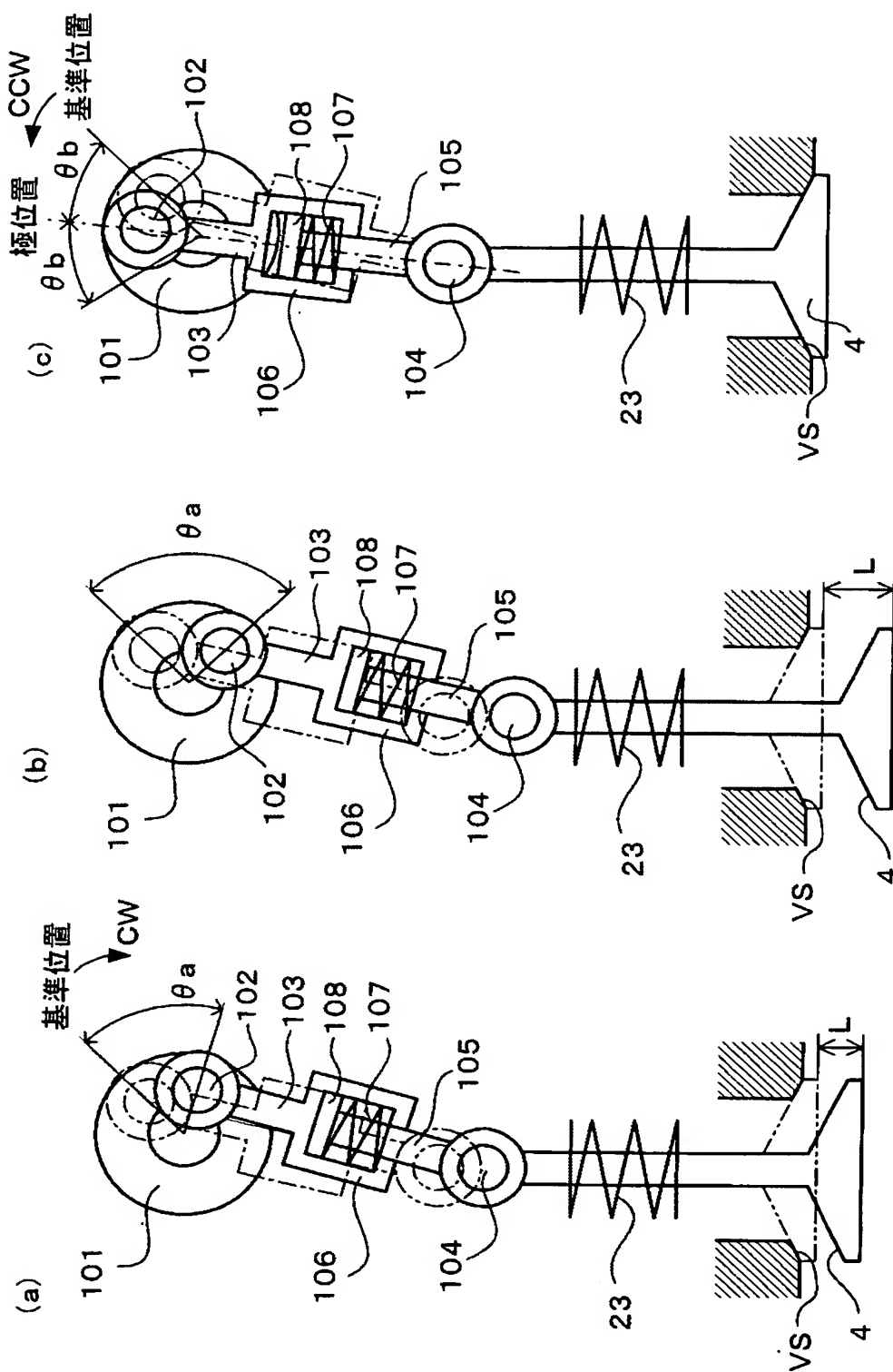
【図 17】



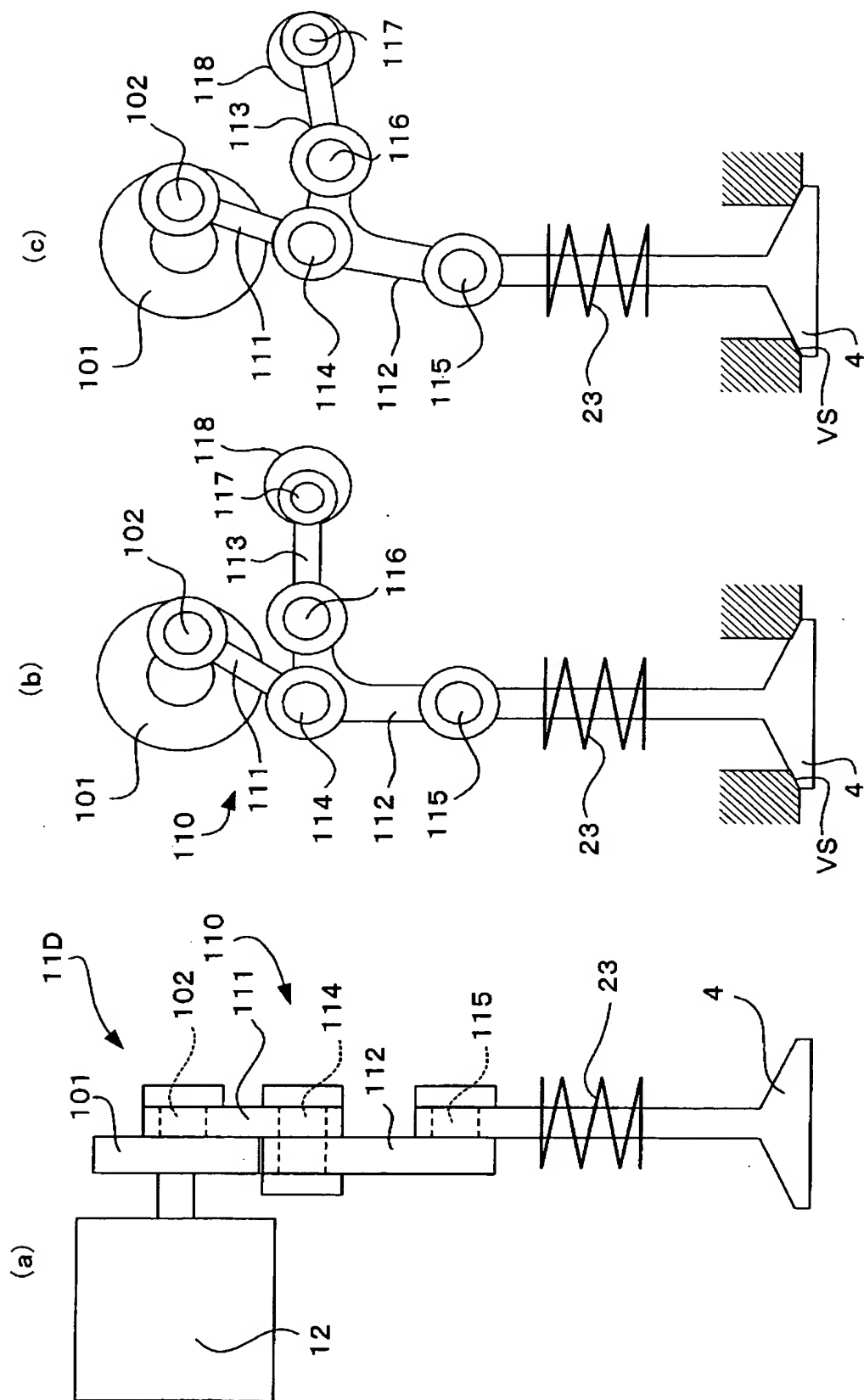
【図 18】



【図 19】

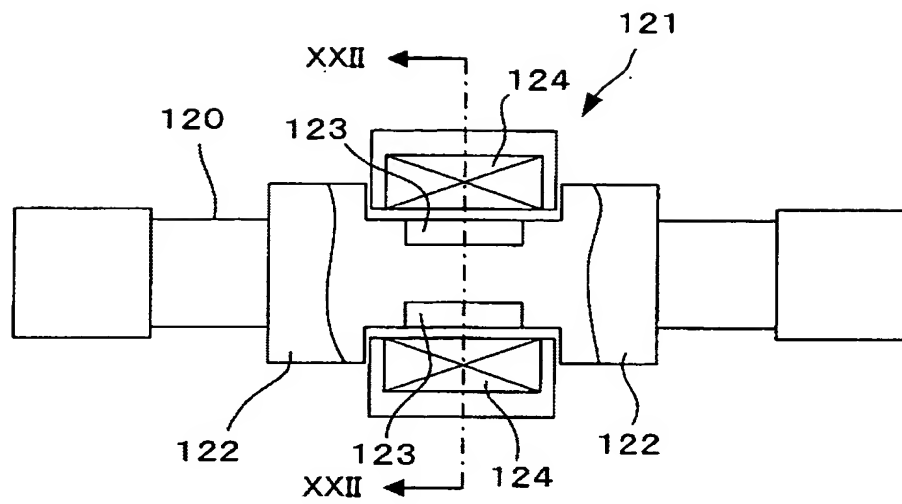


【図 20】

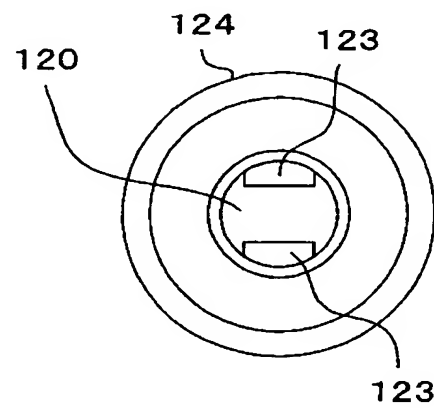




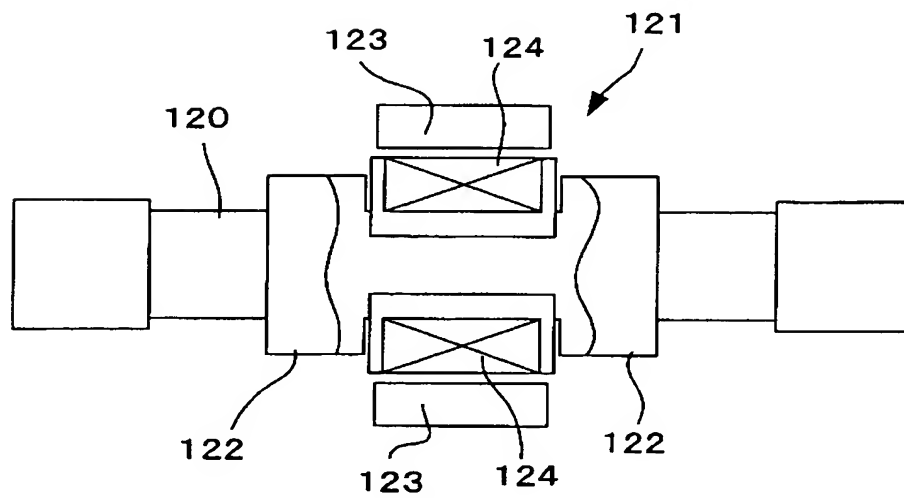
【図 2 1】



【図 2 2】



【図 2 3】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 を提供する。

【解決手段】 複数の気筒 2 を有する内燃機関 1 に適用され、各気筒 2 に設けられた吸気用又は排気用の弁 4（又は 5）を駆動するための内燃機関の弁駆動システム 1 において、内燃機関 1 の互いに異なる気筒 2 の弁 4 をそれぞれ駆動するように設けられた複数の弁駆動装置 10 を有している。各弁駆動装置 10 には、回転運動を発生する駆動源としての電動モータ 12 と、電動モータ 12 の回転運動をカム 21A（又は 21B）又はリンク 101, 102 を介して駆動対象の弁 4 の開閉運動に変換し伝達する動力伝達機構 13 とが設けられている。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 2 - 3 5 4 2 0 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 2 0 7 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社